

Andre Rodrigues da Silva

**Máquina de carregamento excêntrico para
ensaio de fadiga em molas helicoidais de
compressão com diâmetro do arame até 10 mm**

João Pessoa

2018

Andre Rodrigues da Silva

**Máquina de carregamento excêntrico para ensaio de
fadiga em molas helicoidais de compressão com diâmetro
do arame até 10 mm**

Monografia apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba

Universidade Federal da Paraíba – UFPB

Departamento de Engenharia Mecânica

Programa de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Dr. José Gonçalves de Almeida

João Pessoa

2018

S586m Silva, Andre Rodrigues da

Máquina de carregamento excêntrico para ensaio de fadiga em molas helicoidais de compressão com diâmetro do arame até 10 mm./ Andre Rodrigues da Silva. – João Pessoa, 2018.

86f. il.:

Orientador: Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida

Monografia (Curso de Graduação em Engenharia Mecânica) Campus I - UFPB / Universidade Federal da Paraíba.

1. Máquina de ensaio de fadiga 2. Mola de compressão 3. Came excêntrico. I. Título.

BS/CT/UFPB

CDU: 2.ed. 621(043.2)

Andre Rodrigues da Silva

Máquina de carregamento excêntrico para ensaio de fadiga em molas helicoidais de compressão com diâmetro do arame até 10 mm

Monografia apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba

Trabalho aprovado. João Pessoa, 28 de junho de 2018:

Dr. José Gonçalves de Almeida
Orientador
Universidade Federal da Paraíba – UFPB

Me. Dhiego Luiz de Andrade Veloso
Instituto Federal da Paraíba – IFPB

Eng. Ledson Pedro e Santos
Universidade Federal da Paraíba – UFPB

João Pessoa
2018

Agradecimentos

A Deus por abençoar meu trabalho e a minha vida, e me permitir realizar as atividades deste trabalho com muita dedicação e inspiração.

Aos meus pais e a minha irmã que me apoiaram e incentivaram em todos os momentos,

A esta instituição e professores, pelos conhecimentos aprendidos,

Aos meus colegas de curso e amigos, pela vivência na universidade,

Ao orientador e professor Dr. José Gonçalves de Almeida pelas orientações e conselhos e sobretudo pela oportunidade de desenvolver este projeto.

Resumo

O presente trabalho é um projeto de máquina para ensaio de fadiga para molas helicoidais de compressão. O esforço mecânico compressivo, para produzir o carregamento flutuante sobre a mola, é provido por um excêntrico. O elemento de máquina que tem a excentricidade como característica, diferença entre o eixo de rotação em relação ao centro geométrico da peça, é o came. Nesse caso foi utilizado um came circular com seguidor de face plana. O ensaio consiste em variar a excentricidade do came para encontrar o ponto de vida infinita para mola. Estabelecer a força máxima que pode ser aplicada e a correspondente deflexão para uma rigidez fixa. Ou ainda para o caso de vida finita as forças e deflexões a serem obtidas. Para a análise de fadiga em molas foi utilizado o resultado de Zimmerli. Ele descobriu que o limite de resistência a fadiga independe do tamanho, do material ou da resistência a tração, para molas de fio de arame até 10 mm. Além disso foi considerado os efeitos da tensão média na mola, para estabelecimento da vida, e utilizado o método de correção pelo diagrama de Goodman modificado.

Palavras-chave: máquina de ensaio de fadiga. mola de compressão. came excêntrico.

Abstract

The present work is a machine design for fatigue testing in helical compression springs. The mechanical compressive stress, to produce the fluctuant load on the spring, is provided by an eccentric. The machine element having the characteristic eccentricity, difference between the axis of rotation and the geometric center of the part, is the cam. In this case a circular cam with a flat face follower was used. The test consists of varying the eccentricity of the cam to find the infinite life point for spring. Establish the maximum force that can be applied and the corresponding deflection for a fixed rigidity. Or for the case of finite life the forces and deflections to be obtained. For the spring fatigue analysis, the Zimmerli result was used. He found that the fatigue strength limit is independent of size, material or tensile strength for wire springs up to 10 mm. In addition, the effects of the mean stress on the spring were considered, for the establishment of life, and the correction method was used by the modified Goodman diagram.

Keywords: fatigue testing machine. helical compression spring. eccentric cam.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Tensão cisalhante na mola. Fonte: SHIGLEY (2011)	20
Figura 2 – Superposição de tensão. Fonte: NORTON (2013)	20
Figura 3 – Modelo físico do came circular com seguidor de face plana. Fonte: NORTON (2010)	28
Figura 4 – Diagrama de corpo livre para o came. Fonte: do autor (2018)	29
Figura 5 – Diagrama de corpo livre para o seguidor. Fonte: do autor (2018)	29
Figura 6 – Ponto de contato came-seguidor. Fonte: MABIE (1980)	31
Figura 7 – Representação do torque exigido pelo ciclo e o fornecido pelo motor. Fonte: NORTON (2013)	34
Figura 8 – Distância entre os mancais de apoio. Fonte: do autor (2018)	40
Figura 9 – Deflexão do eixo pelo MDSolids. Fonte: do autor (2018)	41
Figura 10 – Desenho do eixo. Fonte: do autor (2018)	41
Figura 11 – curva de torque por ciclo. Fonte: do autor (2018)	44
Figura 12 – Bandeja do seguidor. Fonte: do autor (2018)	48
Figura 13 – Desenho do came. Fonte: do autor (2018)	49
Figura 14 – Perspectiva isométrica 1 da máquina. Fonte: Do autor (2018)	50
Figura 15 – Perspectiva isométrica 2 da máquina. Fonte: Do autor (2018)	51
Figura 16 – Mecanismo came-seguidor. Fonte: Do autor (2018)	52
Figura 17 – Mola 1. Fonte: do autor (2018)	56
Figura 18 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 1. Fonte: do autor (2018)	56
Figura 19 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 1. Fonte: do autor (2018)	57
Figura 20 – Diagrama S-N para a mola 1. Fonte: do autor (2018)	57
Figura 21 – Mola 2. Fonte: do autor (2018)	59
Figura 22 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 2. Fonte: do autor (2018)	59
Figura 23 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 2. Fonte: do autor (2018)	60
Figura 24 – Diagrama S-N para a mola 2. Fonte: do autor (2018)	60
Figura 25 – Mola 3. Fonte: do autor (2018)	62
Figura 26 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 1. Fonte: do autor (2018)	62
Figura 27 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 1. Fonte: do autor (2018)	63
Figura 28 – Diagrama S-N para a mola 3. Fonte: do autor (2018)	63

Figura 29 – Mola 4. Fonte: do autor (2018)	65
Figura 30 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 4. Fonte: do autor (2018)	65
Figura 31 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 4. Fonte: do autor (2018)	66
Figura 32 – Diagrama S-N para a mola 4. Fonte: do autor (2018)	66
Figura 33 – Mola 4. Fonte: do autor (2018)	68
Figura 34 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 5. Fonte: do autor (2018)	68
Figura 35 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 5. Fonte: do autor (2018)	69
Figura 36 – Diagrama S-N para a mola 5	69

Lista de tabelas

Tabela 1 – Integrando a função do torque. Fonte: Do autor (2018)	45
Tabela 2 – Tabela com as especificações da máquina de ensaios. Fonte: Do autor (2018)	49
Tabela 3 – Dados do projeto da mola 1. Fonte: do autor (2018)	55
Tabela 4 – Dados do projeto da mola 2. Fonte: do autor (2018)	58
Tabela 5 – Dados do projeto da mola 3. Fonte: do autor (2018)	61
Tabela 6 – Dados do projeto da mola 4. Fonte: do autor (2018)	64
Tabela 7 – Dados do projeto da mola 5. Fonte: do autor (2018)	67

Lista de símbolos

S_{se}'	Limite de resistência a fadiga vida infinita (não corrigido)
S_{sf}	Limite de resistência a fadiga vida finita
S_{ut}	Tensão última
S_{su}	Tensão última (corrigida para a tensão de cisalhamento)
S_y	Limite de escoamento
S_{sy}	Limite de escoamento (corrigida para a tensão de cisalhamento)
n	fator de segurança de Langer (Critério estático)
n_f	fator de segurança de falha por fadiga (GOODMAN modificado)
N	Vida da mola
a, b	Constantes para determinação do gráfico S-N
τ	Tensão de cisalhamento
τ_{rev}	Tensão reversa (na qual a tensão média é zero)
F_a	Força alternada
F_m	Força média
τ_a	Tensão de cisalhamento alternada
τ_m	Tensão de cisalhamento média
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima
F	Força aplicada
A	Área da seção transversal do arame da mola
T	Torque
J	Momento polar de inércia da seção transversal
D	Diâmetro externo da mola
d	Diâmetro do arame da mola

C	Índice de mola (parâmetros de mola), raio mínimo do came (para a função do atrito)
F_s	Força da mola
F_{23}	Força que o came (2) faz no seguidor (3)
F_{32}	Força que o seguidor (3) faz no came (2)
$F_{13, A}, F_{13, B}$	Força da guia (1) sobre o seguidor (3)
F_c	Força de contato entre o came e o seguidor
P	Pré-carga da mola (eq. da força da mola), Potência (motor elétrico), Carga dinâmica equivalente (para a seleção do rolamento)
K_B	Fator de Bergsträsser
K_S	Fator de cisalhamento direto
U	Energia de deformação
y	Deflexão da mola (para a constante de mola k), deslocamento (para o came)
k	Constante, ou rigidez, da mola
y_{cr}	Deflexão crítica da mola
L_o	Comprimento livre da mola
C_1', C_2'	Constantes elásticas do material
λ_{eff}	Razão efetiva de esbeltez
α	Constante de extremidade (para a flambagem) ou aceleração angular (para a segunda lei de Newton)
θ	Deslocamento angular do came (para o came) ou inclinação do eixo (para o cálculo do eixo baseado na rigidez)
δ	Deflexão do eixo (para o cálculo do eixo), deformação inicial da mola (para a força da mola)
s	Deslocamento do came, segundo o M.H.S. (Movimento harmônico simples)
v	Velocidade do came, segundo o M.H.S.

a	Aceleração do came, segundo o M.H.S.
β	Ângulo total no intervalo de subida
h	Subida total
m	Massa do seguidor, massa do volante
t	Espessura do volante
e	Excentricidade: distância entre o eixo de rotação e o centro geométrico da peça
w	Velocidade angular do eixo came
μ	Coefficiente de atrito dinâmico
N_1, N_2	Força normal de contato entre a guia e o seguidor
M_{guia}	Momento da guia sobre o seguidor
$M_{força\ de\ contato}$	Momento devido ao ponto da força de contato em relação ao eixo do seguidor
l_{guia}	Comprimento da guia
C_f	Coefficiente de flutuação da velocidade angular do eixo
X, Y	Valores para a carga dinâmica
F_r	Força radial
F_a	Força axial
L_{10h}	Vida nominal do rolamento em horas de trabalho

Sumário

I	INTRODUÇÃO	15
1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivo geral	16
1.2	Objetivo específico	17
II	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2	MOLA HELICOIDAL DE COMPRESSÃO	19
2.1	Parâmetros importantes da mola	19
2.2	Tensões nas molas	19
2.2.1	Efeito da Curvatura	21
2.3	Rigidez da mola	22
2.4	Estabilidade da mola	22
2.5	Frequência crítica	23
2.6	Projeto de mola baseado na fadiga	24
3	PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIOS CÍCLICOS	27
3.1	Came	27
3.1.1	Modelo físico	28
3.1.2	Modelo matemático	28
3.1.2.1	Análise cinemática	28
3.1.2.2	Análise dinâmica	29
3.1.3	Efeito do Atrito	31
3.2	Volante de inércia	33
3.2.1	Flutuação da velocidade angular	35
3.3	Árvore que transmite a potência para o mecanismo	36
3.3.1	Dimensionamento para a rigidez	36
III	METODOLOGIA	37
4	PROJETO DAS MOLAS PARA ENSAIO DE FADIGA	38
4.1	Índice de mola	38
4.2	Diâmetro do arame	38
4.3	Materiais	38
4.4	Rigidez	39

4.5	Definição das forças de mola	39
5	DETALHAMENTO DOS COMPONENTES DA MÁQUINA DE EN- SAIO CÍCLICOS	40
5.1	Eixo	40
5.2	Mancal de rolamento	42
5.3	Volante de inércia	43
5.4	Motor	46
5.4.1	Inversor de frequência	46
5.5	Seguidor de face plana	47
5.6	Came	47
5.7	Especificações da máquina	49
IV	RESULTADOS	53
6	ENSAIO DE FADIGA NAS MOLAS	54
6.1	Mola 1	55
6.2	Mola 2	58
6.3	Mola 3	61
6.4	Mola 4	64
6.5	Mola 5	67
	Conclusão	70
	REFERÊNCIAS	71
	APÊNDICES	72
	APÊNDICE A – DESENHOS	73

Parte I

Introdução

1 Introdução

Molas helicoidais de compressão estão presentes em diversos tipos de máquinas. Apresentam muitas aplicações, por exemplo, ao impulsionar o retorno de atuadores, cilindros e válvulas, compor sistemas de suspensão, ao armazenar energia mecânica proveniente de impactos ou solicitações externas e da própria máquina. Encontram-se facilmente em comandos de válvulas e suspensões de automóveis, suspensões de compressores de refrigeradores, estão em equipamentos que utilizam atuadores pneumáticos e elétricos, tais como molas para solenóides, além de promover o isolamento de vibrações e outras aplicações. Pela importância das funções que exerce não se admite uma falha por fadiga, sob pena de dano do equipamento ou comprometimento da segurança de quem usa o equipamento que a contém. Falhas em molas podem ser críticas pois são elementos de máquinas que armazenam energia. O princípio das molas é recuperar a energia cinética do movimento e armazená-la na forma de energia potencial.

O desenvolvimento de uma máquina para ensaios cíclicos, com carregamento mecânico, foi idealizada a partir das máquinas de dinâmicas de cames. A excentricidade do came varia através de regulagem de parafuso. Cada ajuste corresponde a um levantamento da haste do seguidor. Em particular, para cada mola, é avaliado a pré-carga que mantém o came e o seguidor unidos. A pré-carga é ajustada para não ocorrer o salto do seguidor, isto é, para evitar que a força de contato entre o came e o seguidor seja nula. A separação e choque destes produz danos nas superfícies de contato de ambos, além do inconveniente ruído característico de martelo. Para conseguir o efeito de comparação entre as excentricidades para um mola em ensaio, é fixado uma pré carga que seja admissível para todas as regulagens do excêntrico. A análise dinâmica do came revela a força que a mola experimenta. Com a pré-carga atuando como força mínima. Como o carregamento é flutuante tem-se a tensão alternada e média, e consequentemente a tensão mínima e máxima cisalhante. De forma gráfica é estimada a vida da mola. Por outro lado, utilizando o dado de Zimmerli para resistência vida infinita e utilizando o critério de GOODMAN modificado (mais conservador que o GERBER), o ensaio também pode ser estimado analiticamente.

1.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma máquina de acionamento eletro-mecânico para ensaios de fadiga em molas helicoidais de compressão.

1.2 Objetivo específico

- Concepção do sistema mecânico;
- Dimensionamento dos elementos de máquinas;
- Desenhar os elementos de máquinas;
- Projetar e delimitar os parâmetros de mola que a máquina deve atender;
- Estimar a vida infinita da mola pelo resultado de Zimmerli variando a excentricidade do came.

Parte II

Fundamentação teórica

2 Mola helicoidal de compressão

As molas helicoidais de compressão são elementos mecânicos flexíveis e que atuam no armazenamento de Energia Potencial (NORTON, 2013, p. 785). São arames de seções majoritariamente circulares, que são dispostos em formato de hélice envolta de um eixo. Cada volta de mola é chamada de espira. Podem ser classificadas de acordo com o carregamento atuante, e que atua de forma única, neste caso, apenas tensão de compressão, ou de tração ou torção (JUVINALL, 2013, p. 266). No estudo deste trabalho é considerado apenas as molas que atuam o carregamento axial de compressão.

2.1 Parâmetros importantes da mola

Para a construção das molas existem alguns parâmetros importantes. O comprimento livre, L_o , que é o comprimento da mola sem a aplicação de carga. E o comprimento sólido, L_s , que representa a deflexão da mola completa da mola, isto é, até ficarem sólidas. Além disso, tem-se o índice de mola, C , que é a relação entre o diâmetro externo da mola pelo diâmetro do fio do arame. O número de espiras ativas N_a que relaciona quantas espiras estão aptas a sofrerem deformação. As demais espiras, que estão em contato com a superfície que aplica a carga, não contribuem para a deformação da mola. A soma de todas as espiras resultam no número de espiras totais, N_t . Outro importante parâmetro é o passo da mola, P , e representa o avanço da mola por volta de espira.

2.2 Tensões nas molas

As tensões desenvolvidas na mola de compressão, quando carregadas axialmente por uma força F , são de natureza cisalhantes. "A flexão de uma mola helicoidal cria uma torção no fio" (SHIGLEY, 2011, p.526). Conforme a figura (1), Verifica-se que, um corte de uma porção da mola dá origem a uma força cisalhante direta e um torque na região cortada pelo equilíbrio das forças internas (SHIGLEY, 2011, p.526). Apesar de a mola ser de compressão, a tensão gerada sobre a mola é cisalhante e não normal.

Segundo (NORTON, 2013, p.798), de acordo com a figura (2), as tensões observadas na seção transversal do arame da mola, para o cisalhamento direto e o devido a torção, são combinadas por superposição, de tal maneira que a tensão cisalhante máxima é:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

e ocorre nas fibras internas do fio.

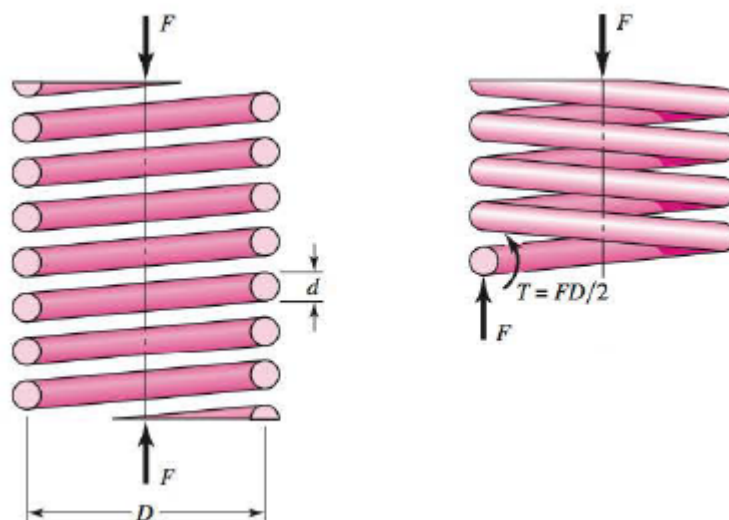


Figura 1 – Tensão cisalhante na mola. Fonte: SHIGLEY (2011)

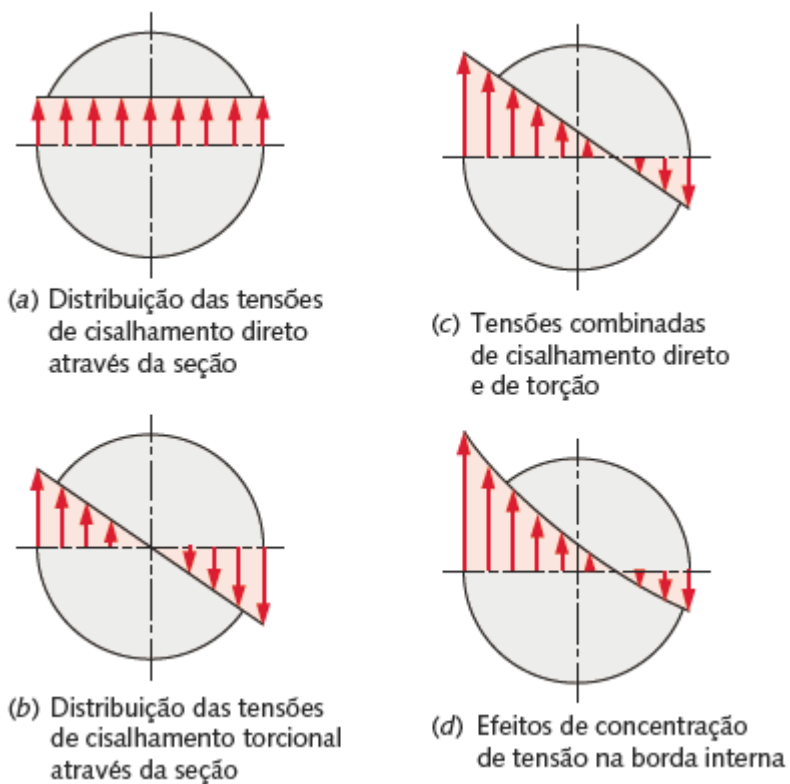


Figura 2 – Superposição de tensão. Fonte: NORTON (2013)

Assim, tem-se:

$$\tau_{max} = \frac{F(D/2)(d/2)}{\pi d^2/32} + \frac{F}{\pi d^2/4}$$

ou

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{d^2} \quad (2.2)$$

Segundo NORTON (2013, p.797), o índice de mola C, que é a razão que relaciona o diâmetro externo da mola pelo diâmetro do arame, indica a dificuldade de se fabricar ($C < 4$) ou a maior propensão a flambagem ($C > 12$). Quando utilizado o valor de C, na equação (1.2) fica:

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.3)$$

onde

$$K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C}\right)$$

que é o fator de cisalhamento direto.

2.2.1 Efeito da Curvatura

Até agora foi considerado a torção do fio reto, mas na verdade a mola é curva. Conforme NORTON (2013, p.797) pode-se considerar para mola o mesmo desenvolvimento de torção para vigas curvas. Entretanto ele ressalta que a forma do carregamento da mola é diferente da viga, sendo semelhante o fato de as maiores tensões serem desenvolvidas na superfície interna.

"Essa tensão de curvatura é primariamente importante para a fadiga, porque as cargas são menores e não há oportunidade para escoamento localizado. Para carregamento estático, essas tensões podem normalmente ser desprezadas por causa do enrijecimento (ou encruamento) por deformação com a primeira aplicação de carga" (SHIGLEY, 2011, 8ªed., p.527)

2.3 Rigidez da mola

A relação da deflexão da mola, quando submetida a uma força F , é obtida pelo Teorema de Castigliano (SHIGLEY,2011. p.528). Este método calcula a energia total de deformação da mola decorrente do componente de torção e o de cisalhamento direto.

A Energia de deformação é:

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} + \frac{F^2 l}{2AG} \quad (2.4)$$

Substituindo $T=FD/2$, $l=\pi D$, $J=\pi d^4/32$ e $A=\pi d^2/4$;

Daí,

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 D N}{d^2 G} \quad (2.5)$$

N é número de espiras.

Para encontrar a deflexão y , pelo Teorema de Castigliano, temos:

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} + \frac{4FDN}{d^2 G} \quad (2.6)$$

rearranjando a equação (1.6), com o índice de mola C ,

$$y = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} \quad (2.7)$$

A razão de mola (rigidez) é:

$$k = \frac{F}{y} \quad (2.8)$$

ou

$$k = \frac{d^4 G}{8FD^3 N} \quad (2.9)$$

2.4 Estabilidade da mola

As molas quando experimentam uma carga excessiva tendem a defletir também de maneira excessiva. Este fato faz como que seja desejável avaliar a ocorrência de flambagem na mola. Para o ensaio de fadiga é necessário projetar molas que estejam carregadas

abaixo do valor da carga crítica para flambar, sob pena de inviabilizar o ensaio com a falha da mola de forma antecipada ou a segurança envolvida no teste (A mola não possui estabilidade quando flamba).

Segundo SHIGLEY (2011, p.530), a deflexão crítica que limita a estabilidade e inicia a instabilidade da mola é dada por:

$$y_{cr} = L_o C_1' \left[1 - \left(1 - \frac{C_2'}{\lambda_{eff}^2} \right)^{1/2} \right] \quad (2.10)$$

onde λ_{eff} é a razão efetiva de esbeltez e C_1' e C_2' são constantes elásticas.

$$\lambda_{eff} = \frac{\alpha L_o}{D} \quad (2.11)$$

$$C_1' = \frac{E}{2(E - G)} \quad (2.12)$$

e

$$C_2' = \frac{2\pi^2(E - G)}{2G + E} \quad (2.13)$$

α é a constante de extremidade. Conforme SHIGLEY (2011, p. 530) para molas esquadras e retificadas, suportadas por superfície planas e paralelas, α vale 0,5. Está é a configuração das extremidades de mola escolhida para o projeto e o ensaio de fadiga destas. Também é citado por SHIGLEY (2011, p.530) que a estabilidade absoluta é conseguida quando a parcela C_2'/λ_{eff}^2 da equação (1.10) é maior que um.

Logo,

$$L_o < \frac{\pi D}{\alpha} \left[\frac{2(E - G)}{2G + E} \right]^{(1/2)} \quad (2.14)$$

isto é, a estabilidade da mola é limitada pelo comprimento livre da mola (L_o).

Como as molas são feitas em Aço, e possuem as extremidades esquadras e esmerilhadas, temos:

$$L_o < 5,26D \quad (2.15)$$

2.5 Frequência crítica

Outro parâmetro importante no projeto das molas é o cálculo da frequência natural. A razão é é manter a frequência natural 15 a 20 vezes superior a frequência de excitação,

de modo a evitar ressonância (SHIGLEY, 2011, p.543). A ocorrência de ressonância induz o efeito de flutuação da mola, fazendo-a perder o contato com a superfície que aplica o carregamento, tornando-a incontrolável. De maneira semelhante a flambagem, a ressonância deve ser evitada para não comprometer o ensaio de fadiga nem tão pouco a segurança na realização do ensaio.

2.6 Projeto de mola baseado na fadiga

O tópico mais importante neste estudo é o projeto de mola baseado na fadiga. Para molas de compressão é sabido que a força é carregada em um único sentido, ou seja, apenas força compressiva. Neste caso, as molas estarão submetidas ao carregamento flutuante. Por imposição da dinâmica do came a força da mola não deverá ser zero em nenhum momento, sob pena de separar o came do seguidor (SHIGLEY, 1988, p.265). Desenvolve-se forças alternadas e médias, e consequentemente, tensões alternadas e médias.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (2.16)$$

e

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (2.17)$$

E as tensões alternada,

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (2.18)$$

e média,

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (2.19)$$

Onde o K_B é o fator de Bergsträsser, que corrige o efeito da curvatura na tensão de cisalhamento (SHIGLEY, 2011, p. 545).

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (2.20)$$

Segundo SHIGLEY (1984, p.265) uma falha de torção ocorre quando

$$\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = \frac{S_{sy}}{n} \quad (2.21)$$

onde n é o fator de segurança.

Um dado importante no projeto de mola baseado na fadiga é o resultado de Zimmerli:

"[...]Zimmerli determinou-se, surpreendentemente, que as dimensões, o material e a resistência à tração não tem nenhum efeito sobre o limite de resistência a fadiga (somente para vida infinita) das molas de diâmetro inferior a 10 mm. Já se havia observado que os limites de resistência a fadiga se estabilizam, quando a resistência é alta, porém as razões para que isso ocorra ainda não foram esclarecidas. Zimmerli sugere que isto deve ser causado pelo fato de que as superfícies originais são semelhantes ou pelo fato de que um escoamento plástico ocorrido durante os testes as torna iguais"(SHIGLEY, 1984, 2ªed., p. 266).

Segue os valores citados para a resistência a fadiga (vida infinita) por Zimmerli:

$S_{se}' = 310$ MPa, para molas não endurecidas superficialmente.

$S_{se}' = 465$ MPa, para molas endurecidas superficialmente com granhalha.

Esses valores são corrigidos para acabamento superficial e tamanho, porém não são para confiabilidade, temperatura ou concentração de tensão (SHIGLEY, 1984, p. 266).

Do material da mola, a tensão última (S_{ut}):

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2.22)$$

ao qual corrigimos para a tensão cisalhante (S_{su}):

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad (2.23)$$

A tensão de escoamento (S_y) é corrigida através da tensão última:

$$S_y = 0,75 S_{ut} \quad (2.24)$$

E para tensão cisalhante de escoamento:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (2.25)$$

Como a tensão média é diferente de zero para carregamento flutuante, determina-se a tensão de vida finita e o número de ciclos, através de uma tensão reversa, na qual a tensão média é zero.

$$S_{sf,(\tau_m=0)} = \tau_{rev} \quad (2.26)$$

Daí,

$$S_{sf} = aN^b \quad (2.27)$$

onde a

$$a = \frac{(0,67fS_{ut})^2}{S_{se}} \quad (2.28)$$

de

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (2.29)$$

e b

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,67fS_{ut}}{S_{se}} \right) \quad (2.30)$$

de

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (2.31)$$

Utilizando o diagrama de GOODMAN modificado:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}} \quad (2.32)$$

onde n_f é o coeficiente de segurança. Se $n_f < 1$, temos o caso de vida finita:

$$\tau_{rev} = \frac{\tau_a}{1 - \frac{\tau_m}{S_{su}}} \quad (2.33)$$

e, por fim, encontra-se a vida da mola em:

$$N = \left(\frac{S_{sf}}{a} \right)^{1/b} \quad (2.34)$$

3 Projeto de máquina de ensaios cíclicos

3.1 Came

A escolha do carregamento da mola ser essencialmente mecânico, em razão do intervalo de rigidez das molas ser elevado, passou pela análise do tipo de sistema que iria conferir o movimento de rotação em alternativo. Os comes circulares são a escolha mais natural pois, de acordo com NORTON (2010, p. 410) eles executam movimento harmônico simples, isto é, movimento periódico com uma composição de seno ou cosseno. Além disso, proporcionam o carregamento flutuante desejado no ensaio de fadiga de mola. Existem diversas funções que descrevem o movimento do came-seguidor, porém optou-se por um que realizasse o movimento excêntrico por satisfazerem as premissas básicas da máquina e atender com simplicidade de fabricação. As funções para o movimento harmônico simples são:

para o deslocamento:

$$s = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3.1)$$

para a velocidade:

$$v = \frac{\pi h}{\beta} \sin \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3.2)$$

para a aceleração:

$$a = \frac{\pi^2 h}{\beta^2} \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3.3)$$

NORTON (2010, p. 408) afirma que o único caso em que o MHS irá satisfazer o projeto do came, é o caso do came de com subida em 180°, descida em 180° sem esperas. A razão é que as esperas tem a velocidade e aceleração nulas e viola a lei fundamental do came de NORTON.

"A função do came deve ser contínua por toda primeira e segunda derivada do deslocamento durante todo o intervalo (360 graus)"(NORTON, 2010, p. 408).

O que significa que a aceleração não deve ter descontinuidades.

3.1.1 Modelo físico

O modelo físico do came excêntrico é representado pela figura (3):

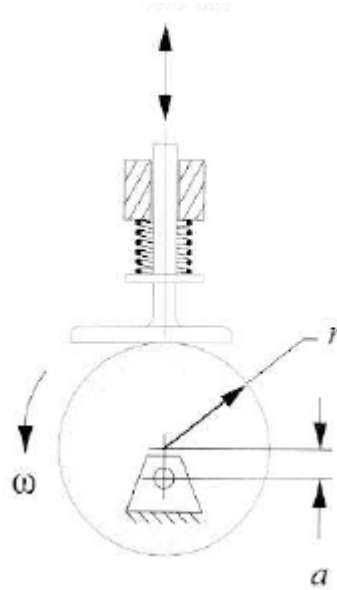


Figura 3 – Modelo físico do came circular com seguidor de face plana. Fonte: NORTON (2010)

este é composto por um came circular e um seguidor de face plana, com uma mola para retorno.

3.1.2 Modelo matemático

3.1.2.1 Análise cinemática

Para descrever o movimento descrito pela trajetória do came, da figura (4), pela rotação entorno do eixo fixo,

$$y = e - e(\cos(\theta)) \quad (3.4)$$

onde 'e' é a distância entre o centro geométrico da peça e o eixo de rotação, isto é, a excentricidade. e $\theta = \omega t$;

A velocidade será:

$$v = \frac{dy}{dt} = ew \sin(\theta) = \dot{y} \quad (3.5)$$

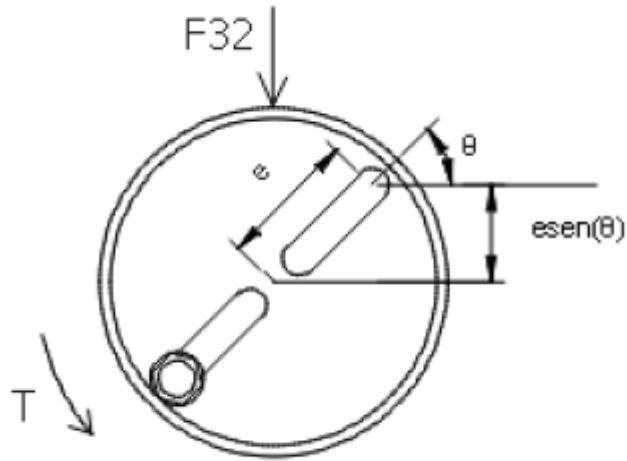


Figura 4 – Diagrama de corpo livre para o came. Fonte: do autor (2018)

consequentemente a aceleração será:

$$a = \frac{dv}{dt} = ew^2 \cos(\theta) = \ddot{y} \quad (3.6)$$

3.1.2.2 Análise dinâmica

Para encontrar a potência exigida no ensaio, é calculado as forças no equilíbrio dinâmico. Do diagrama de corpo livre do seguidor, da figura (5),

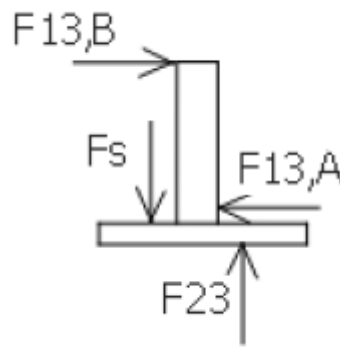


Figura 5 – Diagrama de corpo livre para o seguidor. Fonte: do autor (2018)

$$\sum F_y = m\ddot{y} \quad (3.7)$$

$$F_c = m\ddot{y} + F_s + P \quad (3.8)$$

onde F_c é a força de contato, F_s é a força da mola e P a pré carga da mola;

Daí,

$$F_c = mew^2 \cos(\theta) + k(e - e \cos(\theta)) + P \quad (3.9)$$

ou

$$F_c = (ke + P) + (mw^2 - k)e \cos(\theta) \quad (3.10)$$

Dessa maneira a potência é obtida por:

$$P = F_c v_c = T_c w \quad (3.11)$$

A força de contato será mínima em 180° :

$$F_{c,min} = 2ke + P - mew^2 \quad (3.12)$$

e máxima em 0° :

$$F_{c,max} = P + mew^2 \quad (3.13)$$

Por outro lado, a força da mola:

$$F_s = k(y + \delta) \quad (3.14)$$

onde δ é a deformação da pré-carga

$$F_s = k(e - e \cos(\theta)) + P \quad (3.15)$$

em que a pré-carga da mola é $P=k\delta$;

Logo, a força da mola será mínima em 0°

$$F_{s,min} = P \quad (3.16)$$

e máxima em 180°

$$F_{s,max} = 2ke + P \quad (3.17)$$

3.1.3 Efeito do Atrito

O efeito do atrito da guia no seguidor pode ser calculado pelo somatório de forças na componente x no equilíbrio estático.

$$\sum F_x = 0 \quad (3.18)$$

pelo diagrama do corpo livre do seguidor,

$$N_1 + N_2 = 0 \quad (3.19)$$

isto é,

$$N_1 = N_2 \quad (3.20)$$

A seguir uma representação do efeito do atrito na guia. Vê-se a ação da guia em impedir o momento do seguidor devido a força de contato do came quando ela é aplicada em uma linha de ação diferente do eixo do seguidor. Fazendo-se uso da figura (6) (MABIE, 1980, p.63), para um came circular e utilizando a mesma abordagem, vemos

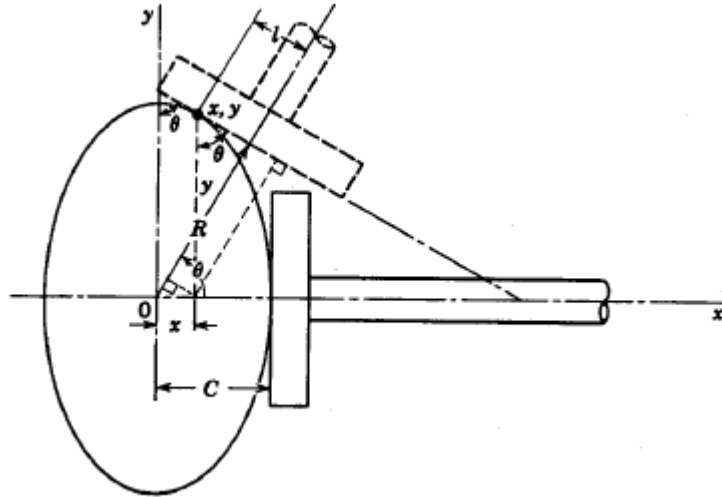


Figura 6 – Ponto de contato came-seguidor. Fonte: MABIE (1980)

$$\sum M_{guia} = \sum M_{força\ de\ contato} \quad (3.21)$$

daí,

$$N_1 l_{guia} = F_c l \quad (3.22)$$

então,

$$N_1 = \frac{F_c l}{l_{guia}} \quad (3.23)$$

De acordo com MABIE (1980, p.63), o deslocamento é dado por $s=f(\theta)$, e o ponto de contato do came com o seguidor é descrito pelas coordenadas x e y, e está a uma distância l do eixo do seguidor. O deslocamento do seguidor em relação a origem é dado por:

$$R = C + f(\theta) \quad (3.24)$$

Onde C é o raio mínimo do came.

Dessa maneira l pode ser determinado geometricamente por:

$$R = y \sin(\theta) + x \cos(\theta) \quad (3.25)$$

e

$$l = y \cos(\theta) - x \sin(\theta) \quad (3.26)$$

perceba que l é a derivada de R com relação a θ :

$$l = \frac{dR}{d\theta} = \frac{d}{d\theta} [C + f(\theta)] \quad (3.27)$$

e, consequentemente,

$$l = f'(\theta) \quad (3.28)$$

substituindo (2.28) em (2.22):

$$N_1 = N = F_c \frac{f'(\theta)}{l_{guia}} \quad (3.29)$$

De acordo com SHIGLEY (2011, p. 559) a equação da força de contato passa a ser:

$$F_c = F_\mu(\text{sinale } \dot{y}) + k(y + \delta) + m\ddot{y} \quad (3.30)$$

introduzindo a função sinal no atrito coulombiano que é proporcional a velocidade.

em que o sinal é +1 quando a velocidade é maior ou igual a zero e -1 quando é menor do que zero.

note que:

$$F_{\mu} = \mu N \quad (3.31)$$

onde μ é o coeficiente de atrito dinâmico.

MABIE (1980, p. 63) afirma que o ponto de contato está mais afastado da linha de centro do seguidor, quando a velocidade é máxima.

3.2 Volante de inércia

A equação da força de contato foi deduzida para velocidade angular constante, o que na prática não é possível de conseguir. De acordo com NORTON (2010, p. 592) a mudança de aceleração do mecanismo provoca oscilações no torque para manter a velocidade angular aproximadamente constante. O pico de torque pode exigir uma potência do motor maior do que o torque médio requer para cumprir o ciclo do mecanismo (NORTON, 2010, p.592). O valor médio pode ser significativamente inferior ao valor pico, o que se traduz em uma utilização de um motor menos potente e com consumo de energia menor. Além disso, a redução da oscilação de torque favorece a suavidade do movimento do mecanismo, e contribui para minimizar os efeitos da vibração do sistema.

Da figura (7) vemos que o torque fornecido pelo motor (T_M) e o torque exigido pelo ciclo (T_L). Supondo-se que o torque do motor seja igual ao torque médio.

A energia cinética de rotação do sistema é:

$$E = \frac{1}{2} I w^2 \quad (3.32)$$

onde w é a velocidade angular

Conforme SHIGLEY (1988, p. 594), da segunda lei de Newton aplicada a rotação:

$$\sum T = I\alpha \quad (3.33)$$

daí,

$$T_L - T_M = I\alpha \quad (3.34)$$

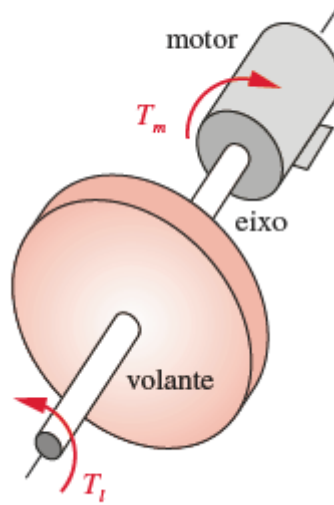


Figura 7 – Representação do torque exigido pelo ciclo e o fornecido pelo motor. Fonte: NORTON (2013)

ou,

$$T_L - T_{\text{médio}} = I\alpha \quad (3.35)$$

Como α é a aceleração angular é obtida por,

$$\alpha = \frac{dw}{dt} = \frac{dw}{d\theta} \left(\frac{d\theta}{dt} \right) = w \left(\frac{dw}{d\theta} \right) \quad (3.36)$$

e, conseqüentemente

$$(T_L - T_{\text{médio}})d\theta = Iwdw \quad (3.37)$$

A integral da função do torque com relação a θ é igual a energia.

$$\int_{\theta, w_{\min}}^{\theta, w_{\max}} (T_L - T_{\text{médio}})d\theta = \int_{w_{\min}}^{w_{\max}} Iwdw \quad (3.38)$$

dessa maneira,

$$\int_{\theta, w_{\min}}^{\theta, w_{\max}} (T_L - T_{\text{médio}})d\theta = \frac{1}{2}I(w_{\max}^2 - w_{\min}^2) \quad (3.39)$$

O lado esquerdo de (2.39) representa a variação da energia E decorrente da velocidade angular mínima e máxima do eixo. E o lado direito é a energia armazenada no

volante de inércia. Segundo NORTON (2010, p.594), para extrair energia do volante de inércia fazemos isso reduzindo a velocidade do volante. De maneira análoga, adicionar energia, fará com ele acelere. Logo é impossível manter a velocidade angular constante, porém podemos deixá-la com uma flutuação de velocidade aceitável.

3.2.1 Flutuação da velocidade angular

Para conseguir reduzir a flutuação da velocidade angular w , diminui-se a variação da velocidade angular com o acréscimo de inércia ao sistema, com a adoção de um volante de inércia.

Conforme NORTON(2010, p.596), a variação da velocidade angular do eixo é chamada de flutuação (Fl):

$$Fl = w_{max} - w_{min} \quad (3.40)$$

que transforma-se em coeficiente de flutuação (k) quando dividido pela velocidade angular média $w_{média}$:

$$C_f = \frac{(w_{max} - w_{min})}{w_{media}} \quad (3.41)$$

NORTON (2010, p. 597) afirma que o valor de k é um valor a ser escolhido pelo projetista e situa-se entre 0,01 e 0,05, e corresponde a uma flutuação da velocidade do eixo de 1% a 5% respectivamente. Além disso, ressalta que um menor valor de flutuação requer um volante mais pesado e que pode acarretar em custos maiores, porém é desejável a medida que se exija maior suavidade no mecanismo. Conforme observado anteriormente, a integral do Torque em relação a θ resulta na energia E :

$$E = \frac{1}{2}I(w_{max}^2 - w_{min}^2) = \frac{1}{2}I(w_{max} + w_{min})(w_{max} - w_{min}) \quad (3.42)$$

Aqui, NORTON (2010, p.597) faz uma consideração sobre a função torque não ser puramente harmônica, porém o erro ao considerá-las é razoavelmente pequeno, dessa maneira:

$$w_{média} = \frac{(w_{max} + w_{min})}{2} \quad (3.43)$$

Assim,

$$E = \frac{1}{2}I(2w_{média})(C_f w_{média}) \quad (3.44)$$

E então,

$$I_s = \frac{E}{C_f(w_{média})^2} \quad (3.45)$$

que é a inércia do sistema que produzirá uma flutuação k escolhida.

NORTON (2010,p. 597) também menciona que esse valor de I_s poderá ser a soma da inércia de todos os componentes girantes (quando conhecido) com a inércia do volante.

3.3 Árvore que transmite a potência para o mecanismo

A árvore responsável para a transmissão de potência deve ser dimensionada para a rigidez. Para isso deverá ser selecionado um material com elevado valor de módulo de elasticidade E , e deverá ser o mais curto quanto possível.

3.3.1 Dimensionamento para a rigidez

Para um eixo que contenha a configuração de viga bi-apoiada com uma carga concentrada em um ponto próximo da extremidade e outra carga entre os dois apoios (peso do volante):

Conforme NORTON (2013, p.569) a inclinação é dada por:

$$\theta = \int \frac{M}{EI} dz \quad (3.46)$$

da integração do momento fletor da viga, e conseqüentemente, a deflexão:

$$\delta = \iint \frac{M}{EI} dz \quad (3.47)$$

da segunda integração do momento fletor da viga.

Parte III

Metodologia

4 Projeto das molas para ensaio de fadiga

Para o projeto da máquina de ensaio de fadiga, foi necessário definir quais parâmetros de mola a máquina busca atender. Para isso foi desenhado 5 molas. O parâmetro principal para o projeto das molas é a variação do índice de mola (C), pois é o mais significativo na rigidez da mola. A rigidez limita a força compressiva que pode ser feita sobre a mola, e conseqüentemente a deflexão. Desse modo, temos uma faixa de ajuste de excentricidade para o came.

4.1 Índice de mola

Visto que a rigidez da mola é afetada pelo inverso do cubo do índice de mola, foi selecionado a faixa que a mecânica trabalha preferencialmente: índice ' C ' entre 6 e 12, preferencialmente por características de estabilidade da mola. Sendo assim, temos para $C=6$, molas com rigidez mais elevada em relação ao índice de mola $C=12$, para os demais parâmetros fixos (Módulo de elasticidade, ' G ', número de espiras ativas ' N_a ', e diâmetro do arame, ' d ').

4.2 Diâmetro do arame

Sabe-se que índice de mola é função do diâmetro do arame ' d '. Para o intervalo de validade do resultado de Zimmerli, a escolha é entre 1,6 e 9 mm. Por fim, o diâmetro externo da mola, ' D ', determina o valor do índice de mola ' C ' e conseqüentemente a rigidez.

4.3 Materiais

Os materiais para a confecção das molas são os materiais de fabricação para molas, as ligas de aço. Para cada material existe um valor para a resistência a tração, mas esta também é função do diâmetro do arame. Além disso, o limite de resistência ao escoamento é calculado a partir do valor da resistência a ruptura por tração. Para molas, pela Teoria da Energia de Distorção, corrigimos o valor para a tensão de cisalhamento equivalente.

Foram escolhidos: Fio Musical, Fio revenido em óleo, Cromo-Vanádio, Cromo-Silício, Aço inoxidável 302.

4.4 Rigidez

A rigidez obtida pela composição dos parâmetros relatados, para o número de espiras ativas entre 4 e 8, é o intervalo de rigidez: $[1930 - 73279,7]$ N/m. Como a rigidez afeta a frequência natural da mola, consequentemente limita também a frequência da força de excitação do came. Para impedir a ocorrência de ressonância, a frequência crítica fundamental da mola deve estar entre 15 a 20 vezes superior a frequência da força. Sendo a frequência o número de ciclos por segundo, medida em Hertz, e a velocidade do eixo é determinada para a frequência, então conclui-se que a rigidez limita a velocidade angular do eixo came. Dessa forma estabelece as velocidades de rotação para os ensaios, para cada mola especificamente.

4.5 Definição das forças de mola

A força de contato came-seguidor é obtida de modo a superar a força de oposição ao movimento feita pela mola. Nesse caso, para selecionar a máxima potência exigida para o ensaio, é preciso conhecer qual a maior força da mola. Para isso foi feito um estudo analítico utilizando valores de rotação do eixo entre 900 e 600 rpm. Os resultados de força máxima do came-seguidor foram utilizados para obter a máxima potência exigida para ensaiar a mola na sua condição mais crítica, excetuando-se a falha estática. A maior potência conseguida foi alcançada para a mola 3, com força máxima de contato came-seguidor dentre todas as molas a um determinado valor de excentricidade. Em seguida, os resultados foram corrigidos para a rotação nominal fornecida pelo eixo do motor escolhido.

5 Detalhamento dos componentes da máquina de ensaio cíclicos

5.1 Eixo

O eixo projetado para a máquina é do tipo escalonado, com diâmetro principal 30 mm. O material escolhido é um aço 1045 trabalhado a frio. O eixo foi projetado para a rigidez com a especificação de deflexão na ordem de 10^{-6} m no ponto de aplicação da carga. O resultado conseguido foi $1,5(10^{-6})$ m, como mostra a figura (9). Além disso, o eixo possui uma seção transversal que tem parte retangular, para permitir a fixação do came. Neste caso, foi aplicado arredondamentos na superfície de modo a minimizar o entalhe (que é um ponto de acúmulo de tensão e provável local para falha). A seção transversal seguinte é um pino guia com seção rosca M10x1,5 para permitir a fixação de uma porca ao came. A porca escolhida é do tipo flangeada, para evitar o afrouxamento desta devido a vibração. No outro lado a seção tem diâmetro 15,875 mm para o acoplamento do eixo do motor elétrico (de mesmo diâmetro.) Foi escolhido um acoplamento rígido do tipo flange.

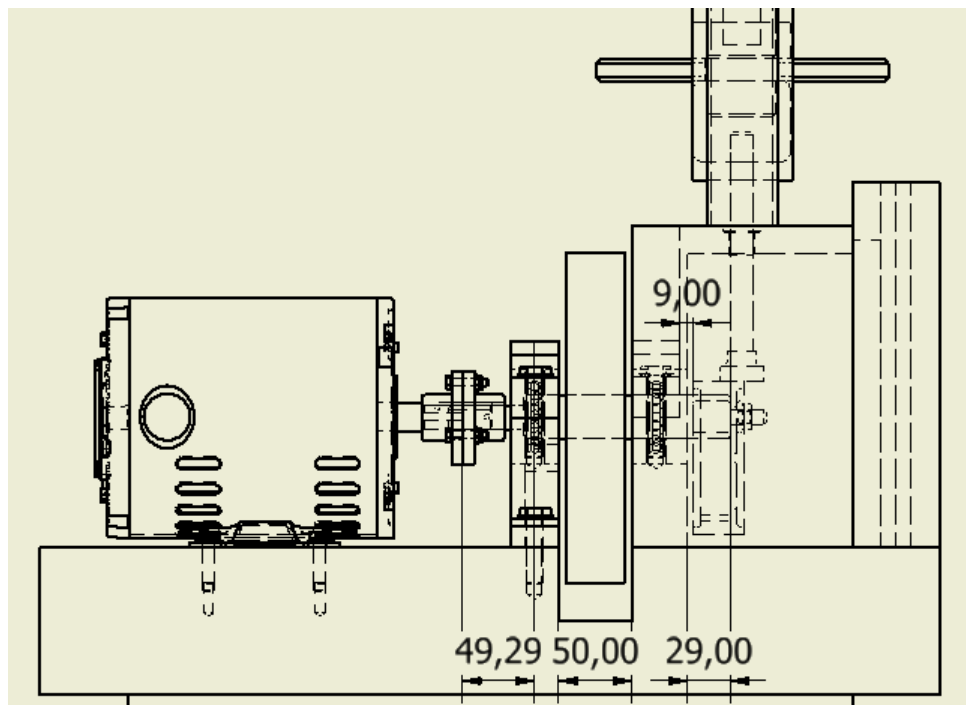


Figura 8 – Distância entre os mancais de apoio. Fonte: do autor (2018)

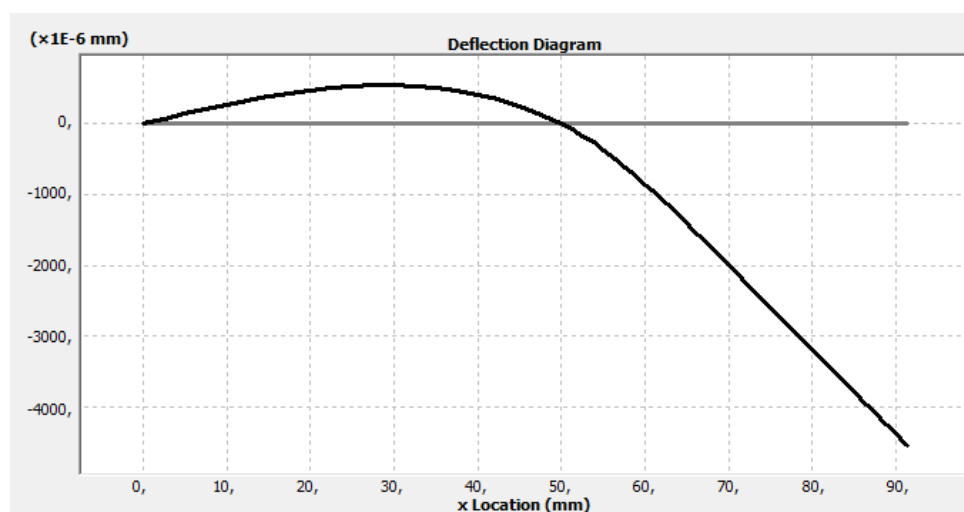


Figura 9 – Deflexão do eixo pelo MDSolids. Fonte: do autor (2018)

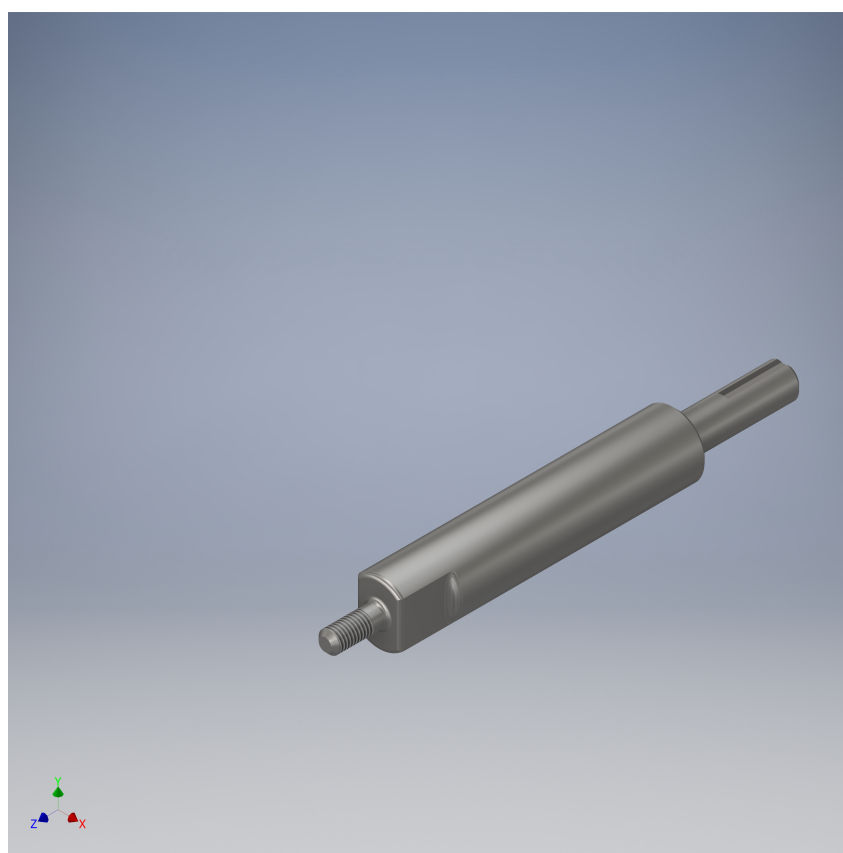


Figura 10 – Desenho do eixo. Fonte: do autor (2018)

5.2 Mancal de rolamento

Para suportar o carregamento de flexão do came (F_c), é necessário selecionar os rolamentos a partir dos valores calculados das reações R_A , no mancal esquerdo, e R_C , no mancal direito. Para isso foi utilizado o conceito de carga dinâmica equivalente, isto é, uma ponderação da fração de carga axial e radial real sobre o rolamento somadas de modo a obter uma carga dinâmica equivalente.

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.1)$$

A análise sobre o modelo de viga bi-apoiada com duas cargas concentradas, que foi utilizado para o dimensionamento do eixo, revela a existência apenas de carregamento radial. Então, $X=1$ e $Y=0$. E portanto o valor da carga dinâmica é o próprio valor das reações sobre os mancais.

$$P_A=R_A \text{ e } P_C=R_C$$

Outro dado importante é o estabelecimento da vida nominal do rolamento. A vida nominal é expressa em número de horas de trabalho, para o mínimo de 10^6 revoluções, calculada para um determinada rotação.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.2)$$

Para o mancal direito,

$$C = 13,8 \text{ KN e } P = 2457,1875 \text{ N}$$

$$L_{10h} = 3280,4136 \text{ horas}$$

Um ensaio de vida infinita (10^6 ciclos), a uma frequência de 30 Hz tem seu tempo completado em:

$$t = \frac{1000000 \text{ ciclos}}{30 \text{ ciclos/s}} = 33333 \text{ s} \quad (5.3)$$

O número de ensaios completos de vida infinita utilizando a vida nominal L_{10h} é:

$$N = \left(\frac{L_{10h} (h)}{\text{tempo para 1 ensaio completo (s)}} \right) \left(\frac{3600s}{1h} \right) \quad (5.4)$$

$N=354,2882$ ensaios de vida infinita.

Vale ressaltar que o cálculo das cargas equivalentes sobre o rolamento foi obtido para a condição de maior carregamento compressivo sobre a mola 3, pois é a mola que exige a maior potência da máquina de fadiga. Nesse caso, a mola ensaiada nos parâmetros que geraram esse carregamento, falha e tem vida finita. Logo, estima-se que a vida nominal do rolamento para o mancal direito será maior do que a calculada. Além disso, outros ensaios são efetuados em rotações menores e também estão sujeitos a menores valores de carga dinâmica. Os ensaios de vida infinita para a mola 3 e para as demais molas possuem carregamento dinâmico inferior a esses valores.

Os rolamentos escolhidos para os dois mancais são: rolamento rígido de esferas 6006. A figura (8) mostra a configuração escolhida para os mancais, bem como a distância entre eles.

5.3 Volante de inércia

Para reduzir a flutuação do torque por ciclo, advinda da variação da velocidade angular, foi proposto um volante de inércia que conseguisse manter a flutuação em 5%. A função do torque é:

$$T = e(ke + P) \sin(\theta) + \frac{1}{2}e^2(mw^2 - k) \sin(2\theta) \quad (5.5)$$

Para ilustrar o efeito do ajuste da pré-carga, considerar, por hipótese:

$$T = A \sin(\theta) + B \sin(2\theta)$$

com

$$A = B$$

que resulta na pré-carga

$$P = \frac{1}{2}(e^2 - 3k) < 0 \quad (5.6)$$

ocasionando o efeito do salto do seguidor, notável em $\theta=180^\circ$ (onde a força de contato é mínima). Para evitar esse efeito, a força de contato deve ser maior que 0. De (3.12), igualando a zero e resolvendo para P:

$$P > e(mw^2 - 2k) \quad (5.7)$$

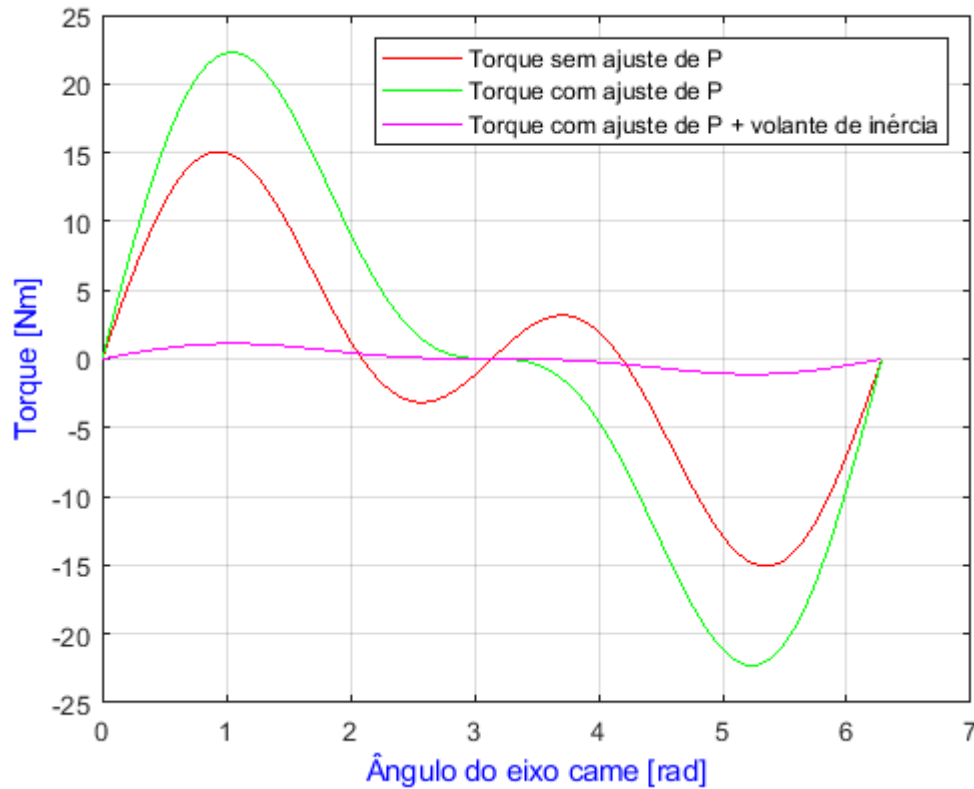


Figura 11 – curva de torque por ciclo. Fonte: do autor (2018)

A seguir o gráfico que relaciona as três situações, do torque sem ajuste da pré-carga, com o ajuste da pré carga, e por fim, com ajuste da pré-carga e o volante de inércia. Vale ressaltar que o torque médio do ciclo é zero. O sinal negativo representa a devolução da energia armazenada na mola para completar a segunda metade do ciclo. Nestas condições o dimensionamento para a potência da máquina é feita a partir do pico de torque, que ocorre em $\theta = 60^\circ$. Como a máquina possui a adoção de um volante de inércia para ajustar a flutuação do torque, o valor deste é 5% do valor do torque do motor sem volante, logo, o motor necessário possui uma potência muito menor em relação ao sistema sem volante de inércia.

$$T = 1,1146 \text{ Nm} \quad (5.8)$$

e consequentemente, a potência:

$$P = Tw = 1,1146(91,1061) = 101,5524 \text{ W} \quad (5.9)$$

Integrando a função torque através do gráfico,

Tabela 1 – Integrando a função do torque. Fonte: Do autor (2018)

De	$\Delta \text{Área} = \Delta E$	Somatório acumulado = E	
A para B	+34,3558 J	+ 34,3558 J	$w_{\min} @ B$
B para C	-34,3558 J	0	$w_{\max} @ C$
	$\Delta \text{Energia total}$	$= E_{(w_{\max})} - E_{(w_{\min})}$ $= (0 - 34,3558) \text{ J} = -34,3558 \text{ Joules}$	

O sistema demanda uma inércia I_s para modular a velocidade angular em 5%:

$$I_s = \frac{E}{C_f w_{media}^2} \quad (5.10)$$

Daí

$$I_s = 0,08278 \text{ kg m}^2$$

Para um disco sólido de raio externo r_o , raio interno r_i (igual ao da seção do eixo) e espessura t .

$$I_s = I_{volante} = \frac{\pi}{2} \frac{\gamma}{g} (r_o^4 - r_i^4) t \quad (5.11)$$

considerando a inércia do sistema a do volante do motor a ser adicionado

$$0,08278 = \frac{\pi}{2} \frac{78500}{9,81} (r_o^4 - 0,015^4) (0,04) \quad (5.12)$$

O raio externo do disco será (para uma espessura $t = 40 \text{ mm}$, para acomodá-lo entre os mancais esquerdo e direito, e $r_i = 15 \text{ mm}$):

$$r_o = 113,3 \text{ mm} \quad (5.13)$$

A massa do volante

$$m = \frac{2(0,08278)}{(0,1133^2 + 0,015^2)} = 12,67 \text{ Kg} \quad (5.14)$$

Mas a inércia dos sistema é composta da inércia dos outros elementos que rotacionam no eixo motor somados a inércia do volante do motor.

$$I_{volante \text{ de inércia}} = I_{sistema} - J_{motor} - J_{acoplamento} - J_{eixo} - J_{came} \quad (5.15)$$

5.4 Motor

Para o acionamento do eixo-came e transmissão de potência, foi selecionado um motor elétrico de 4 pólos, que atendesse a potência máxima solicitada dentre todos os ensaios, considerando a situação mais crítica de vida finita, isto é, excetuando-se os casos de falha estática. Os motores assíncronos de indução possuem escorregamento, isto é, a defasagem da rotação nominal em relação a rotação síncrona. A rotação síncrona (velocidade do campo girante) para um dado valor de frequência e número de pólos é:

$$n_s = \frac{120 \times f}{P} \quad (5.16)$$

onde:

f : é a frequência [Hz];

P : é o número de pólos.

Nesse caso, para um motor de 4 pólos a 60 Hz, tem-se: $n_s=1800$ rpm.

O Escorregamento (s) é obtido por:

$$s = \frac{n_s - n_{dorotor}}{n_s} \quad (5.17)$$

Para o motor de 0,5 cv, WEG W01, 4 pólos, temos o escorregamento $s = 0,033$, que permite obter a rotação nominal (para 60 Hz):

$$n_{nominal} = \frac{120 \times f \times (1 - s)}{P} \quad (5.18)$$

Dessa maneira, $n_{nominal} = 1740$ rpm, ou seja, a rotação nominal (velocidade do eixo) à potência nominal e frequência nominal. Esta é a velocidade do motor devida ao escorregamento. Essa diferença é importante, pois o contador de ciclos será instalado no eixo came.

5.4.1 Inversor de frequência

Para atingir as velocidades nominais especificadas para os ensaios, valores em que a frequência natural da mola seja de 15 a 20 vezes maior que a frequência de excitação da máquina, é necessário efetuar reduções na velocidade do motor. Para isso a escolha por um inversor de frequência é uma opção bastante satisfatória. O equipamento atua na frequência de alimentação do motor, sendo a frequência de alimentação da rede 60 Hz (380 V). Dessa maneira, ao variar a frequência de alimentação, para motores

assíncronos, de indução trifásicos, para 30 Hz e 20 Hz, temos as seguintes rotações nominais.

$$n_{nominal} (30 \text{ Hz}) = 870 \text{ rpm e,}$$

$$n_{nominal} (20 \text{ Hz}) = 580 \text{ rpm.}$$

A variação da frequência modifica o valor da tensão, para a corrente nominal sendo constante, isto é $I = V/f = \text{constante}$. Acima de 60 Hz, o valor de tensão não pode ser superado, pois é a tensão máxima da rede. A partir desse ponto ocorrerá a diminuição da corrente e consequentemente do torque nominal.

Como a região de interesse para a máquina de fadiga concentra-se na faixa de frequência 20 a 30 Hz, o torque nominal é constante. Para cada frequência existe uma rotação síncrona, com o escorregamento constante.

5.5 Seguidor de face plana

Um seguidor de face plana foi escolhido para compor o mecanismo tendo a simplicidade como base, em relação ao seguidor de roletes. Neste caso, o ângulo de pressão é contante e nulo. Além disso, a força lateral exercida sobre o seguidor é pequena e pode ser desprezada (MABIE, p.48). O seguidor tem movimento radial, sobre uma bucha flangeada em aço e bronze sinterizado, e revestida internamente com PTFE (Teflon). Não necessita de lubrificação e opera em uma faixa menor a velocidade máxima para o bucha ($v=2,5\text{m/s}$). Sobre o pivô foi idealizado uma bandeja para acomodação de massas de adição para o seguidor, conforme a necessidade. A bandeja é presa ao pivô, na parte inferior, por interferência. Na parte superior fixa-se um parafuso de potência. Este tem a função de ajustar o comprimento da mola a ser ensaiada e conferir uma pré-carga à mola, pela ação da deformação da mola a partir da elevação do macaco. O parafuso é um TR16x2, projetado contra flambagem e com coeficiente de segurança elevado (10) em virtude de não poder ensaiar o mesmo. O macaco de parafusos é fixado por interferência a uma bandeja (que acomoda a massa a ser adicionada ao seguidor). A bandeja, figura (12), é soldada por duas cantoneiras com perfil em C. Estas cantoneiras funcionam como guias laterais para a bandeja e deslizam sobre graxa.

5.6 Came

O came utilizado, como mostrado pela figura (13), é do tipo circular, em forma de disco. Para contemplar uma faixa de ajustes para a excêntricidade foi executado um furo oblongo sobre a peça, com faixa de ajuste 10-28 mm. Para contornar o desbalanceamento de massa inerente a configuração do eixo de rotação não coincidir com o centro geométrico

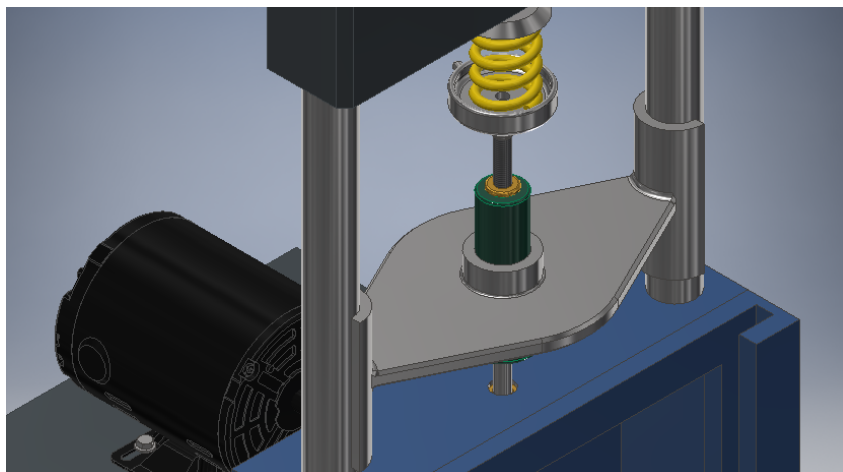


Figura 12 – Bandeja do seguidor. Fonte: do autor (2018)

da peça, foi feito um furo semelhante na mesma linha e em fase oposta. E por fim, para fixar o came ao eixo, foi adicionado um furo oblongo único que tem a função de regular a altura do came. O material escolhido para o came é o aço inoxidável martensítico 440 C, que possui boa resistência mecânica, a corrosão e ao desgaste. Além disso, o came tem a superfície de contato polida e a dureza superficial aumentada, com o interior preservando ductilidade e tenacidade. Para reduzir o desgaste do contato do came com o seguidor, advindos do rolamento puro e uma pequena porção de deslizamento, é introduzido graxa azul entre as superfícies em contato.

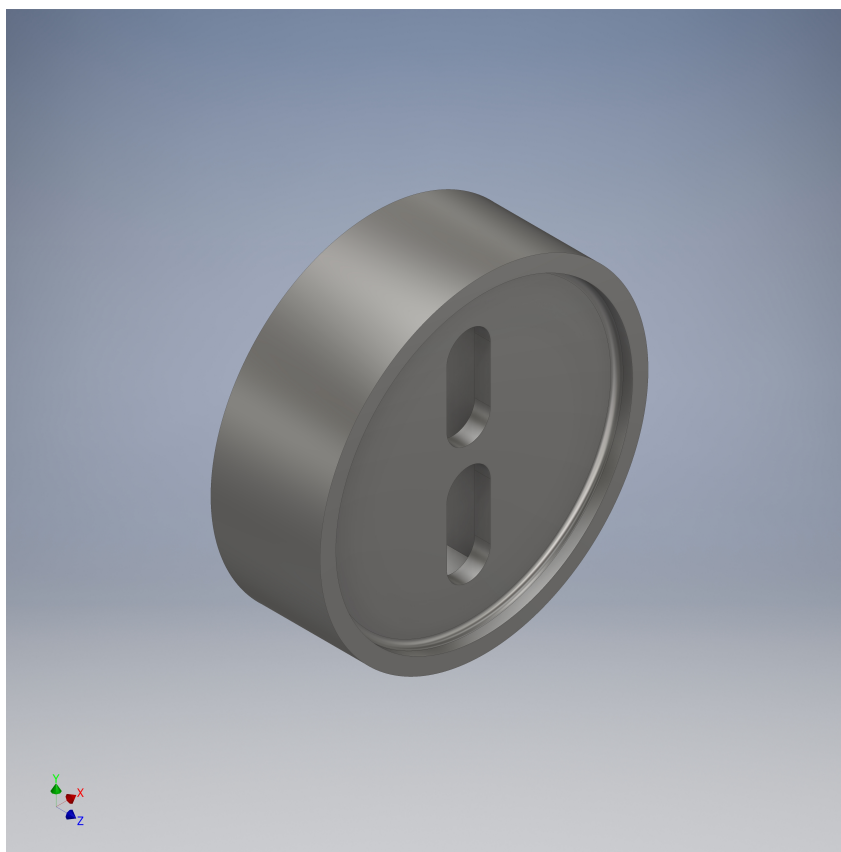


Figura 13 – Desenho do came. Fonte: do autor (2018)

5.7 Especificações da máquina

A máquina projetada tem as especificações gerais apresentadas pela tabela (2). Seu dimensionamento levou em conta o projeto das cinco molas e seus parâmetros específicos (capítulo 4).

Tabela 2 – Tabela com as especificações da máquina de ensaios. Fonte: Do autor (2018)

Especificações da máquina de ensaio de fadiga em mola	
P_{motor} (cv)	0,5
Levantamento mínimo (mm)	20
Levantamento máximo (mm)	56
Massa mínima do seguidor (Kg)	0,5
Massa máxima do seguidor (Kg)	18
Velocidade angular mínima (rpm)	600
Velocidade angular máxima (rpm)	900
Diâmetro D, mínimo (mm)	16
Diâmetro D, máximo (mm)	60
Comprimento livre mínimo (mm)	67,2
Comprimento livre máximo (mm)	108
Intervalo de rigidez (N/m)	[1030 – 73279,68]

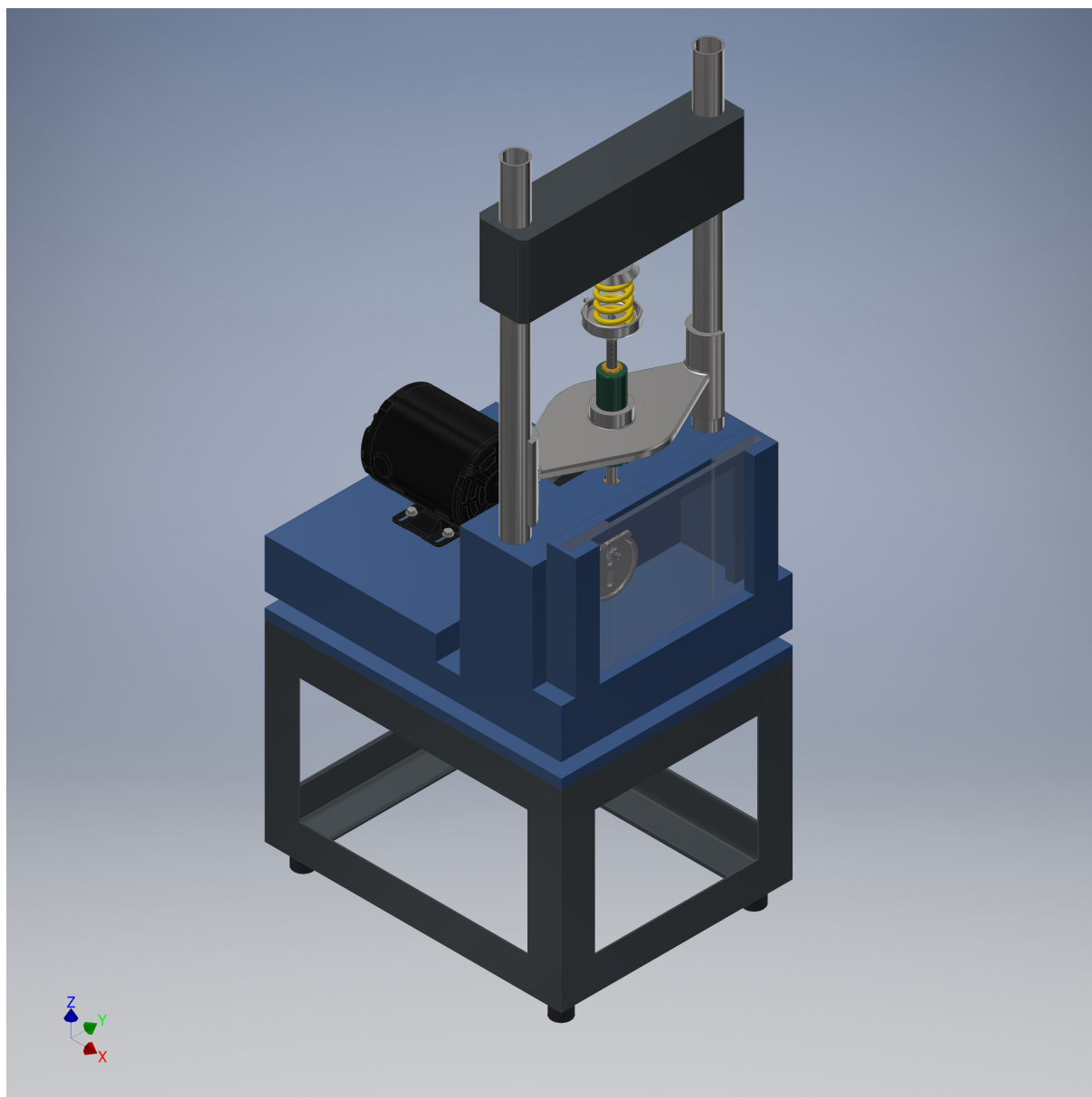


Figura 14 – Perspectiva isométrica 1 da máquina. Fonte: Do autor (2018)

A seguir as imagens da máquina, figuras (14), (15) e (16), desenhadas em software CAD

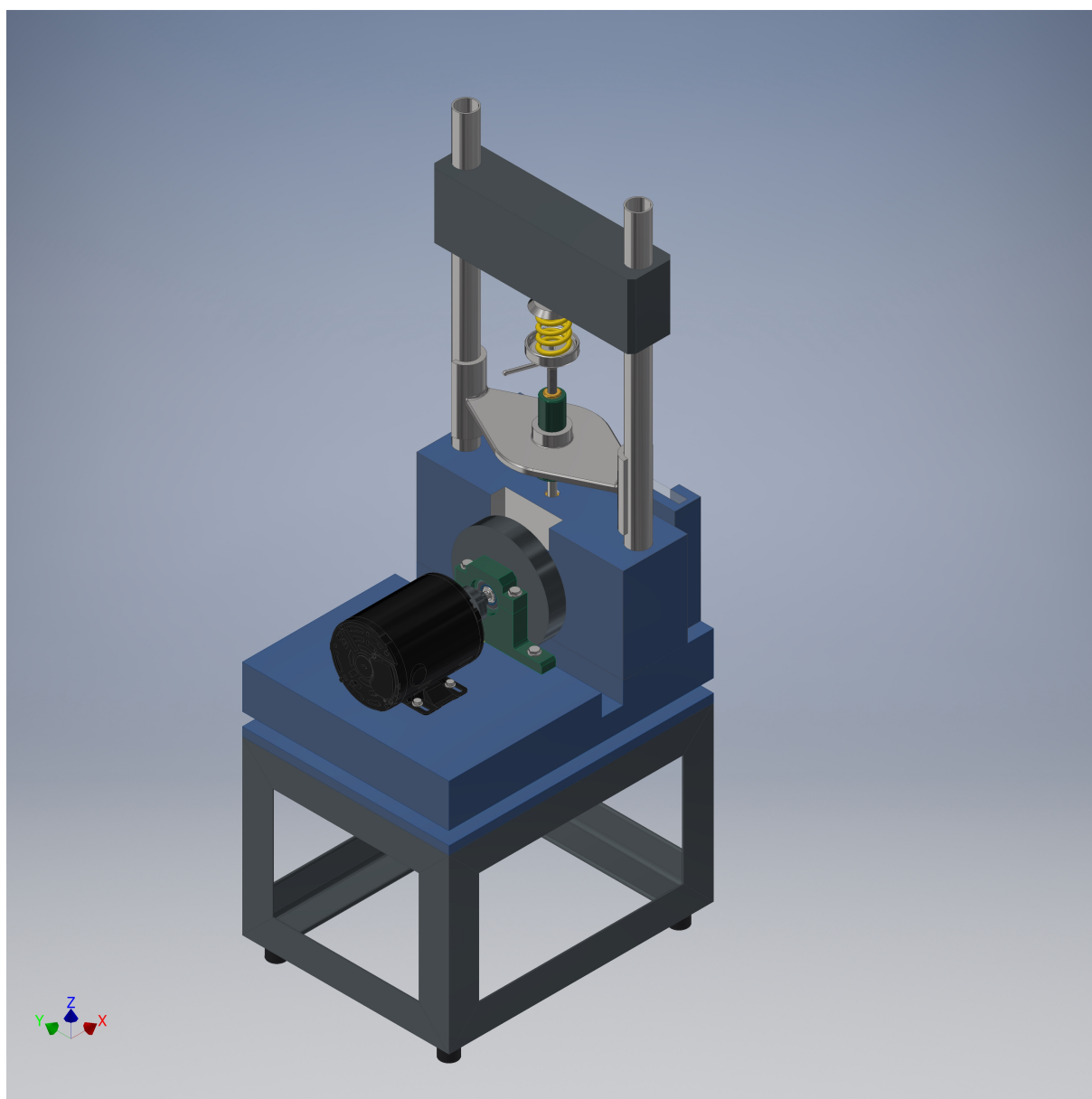


Figura 15 – Perspectiva isométrica 2 da máquina. Fonte: Do autor (2018)

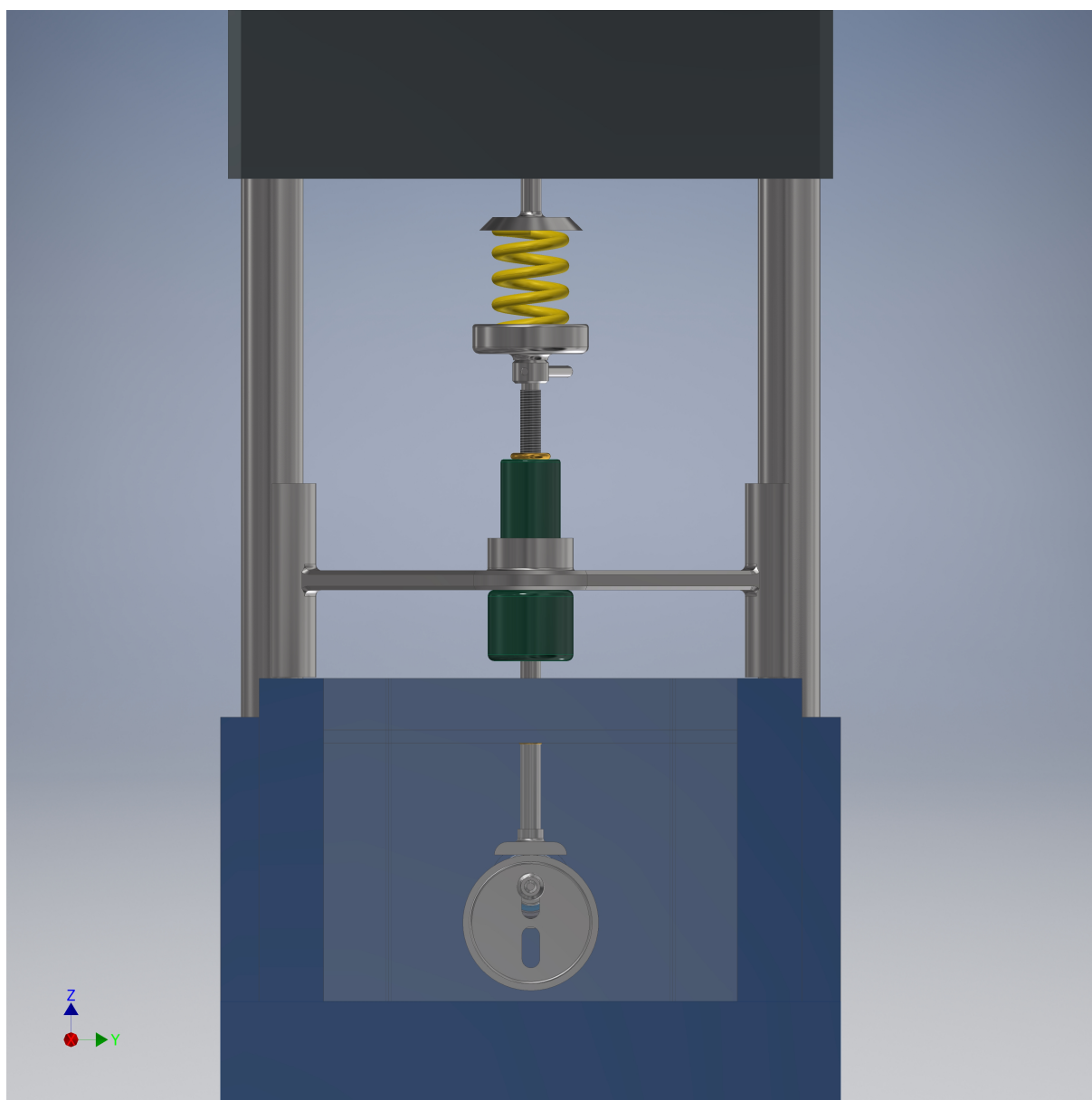


Figura 16 – Mecanismo came-seguidor. Fonte: Do autor (2018)

Parte IV

Resultados

6 Ensaio de fadiga nas molas

As molas projetadas foram submetidas a uma faixa de excentricidades do came. A cada ajuste neste parâmetro, e , por exemplo, atuando na redução, o came diminui a altura que é levantado. Dessa maneira, as forças de contato e na mola são menores, e consequentemente a deflexão destas também. Além disso, uma carga flutuante de menor intensidade faz com que aumente a vida da mola. O ensaio na máquina consiste em verificar em qual ponto de e ocorre a separação da vida finita para vida infinita (ou 10^6 ciclos). Para as molas projetadas foram gerados três gráficos. Primeiro, o do critério de GOODMAN modificado:

$$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{n_f} \quad (6.1)$$

daí, para ($n_f = 1$):

$$\tau_a = \left(1 - \frac{\tau_m}{S_{su}}\right) S_{se} \quad (6.2)$$

e fazendo $\tau_a = y$ e $\tau_m = x$:

$$y = \left(1 - \frac{x}{S_{su}}\right) S_{se} \quad (6.3)$$

para vida infinita. Para ($n_f < 1$), utilizando a eq. (2.33), chega-se a:

$$y = \left(1 - \frac{x}{S_{su}}\right) S_{sf} \quad (6.4)$$

para vida finita. Construindo o gráfico de $x = 0$ até $x = S_{su}$. Desde que $S_{sf} < S_{sy}$.

Para o segundo gráfico, em termos da tensão cisalhante:

$$\tau_{max} = \tau_m + \tau_a \quad (6.5)$$

e

$$\tau_{min} = \tau_m - \tau_a \quad (6.6)$$

Da eq. (6.1), chega-se a:

$$\tau_{max} = \left(\frac{2S_{su}S_{se}}{S_{su} + S_{se}}\right) + \left(\frac{S_{su} - S_{se}}{S_{su} + S_{se}}\right) \tau_{min} \quad (6.7)$$

para vida infinita,

$$\tau_{max} = \left(\frac{2S_{su}S_{sf}}{S_{su} + S_{sf}}\right) + \left(\frac{S_{su} - S_{sf}}{S_{su} + S_{sf}}\right) \tau_{min} \quad (6.8)$$

para vida finita. Fazendo $\tau_{max} = y$ e $\tau_{min} = x$ para a construção do gráfico. E $\tau_{max} < S_{sy}$.

Por fim, encontramos a vida da mola a partir do terceiro gráfico, Vida-Tensão (S-N), considerando $\tau_m = 0$. Com os valores de S_{sf} associados a n -ésima excentricidade, obtemos a vida da mola.

6.1 Mola 1

A mola 1, da figura (17), foi projetada com os parâmetros listados na tabela 3.

Tabela 3 – Dados do projeto da mola 1. Fonte: do autor (2018)

Tipo de extremidade	Retificada e em esquadro
Material	Fio musical A228
G (GPa)	80
D (mm)	48
d (mm)	4
C	12
Lo (mm)	88
Ls (mm)	24
Nt	6
Na	4
P (mm)	20
k (N/m)	5787,03703
freq. fundamental (Hz)	155,8319
$w=2\pi f$ (rad/s)	979,1207
w de excitação da força (rad/s)	60,7374
Sut (MPa)	1808,3814
$S_{su}=0,67S_{ut}$ (MPa)	1211,6155
$S_y=0,75S_{ut}$ (MPa)	1356,286
$S_{sy}=0,557S_y$ (MPa)	782,577

Os resultados obtidos para o método GOODMAN modificado e pela teoria do cisalhamento máximo são apresentados de forma gráfica pelas figuras (18) e (19), respectivamente. Para a mola 1, planejou-se uma faixa de excentricidade decrescente $[28 - 18]$ mm, isto é, onze interações. Partindo-se do valor máximo de e , que representa o ponto imediatamente seguinte após a falha estática, vê-se $F_{s,max} = 363,0740$ N e a correspondente deflexão $y = 62,73$ mm. O valor da última interação caracteriza a vida infinita, dessa maneira obtém-se $F_{s,max} = 247,33$ N e a correspondente deflexão $y = 42,73$ mm. A redução na excentricidade do came, após 11 interações, isto é, até obtenção de vida infinita, representa uma redução de até 32% para $F_{s,max}$ e na deflexão y . A vida da mola para o intervalo de $e = [28 - 18]$ mm é $N = [34.187 - 1.358.221]$ ciclos, como mostra a fig. (20). A pré-carga é a mesma para todas as interações, $P = 39$ N. A massa do seguidor que viabiliza o ensaio é 3,5 Kg.

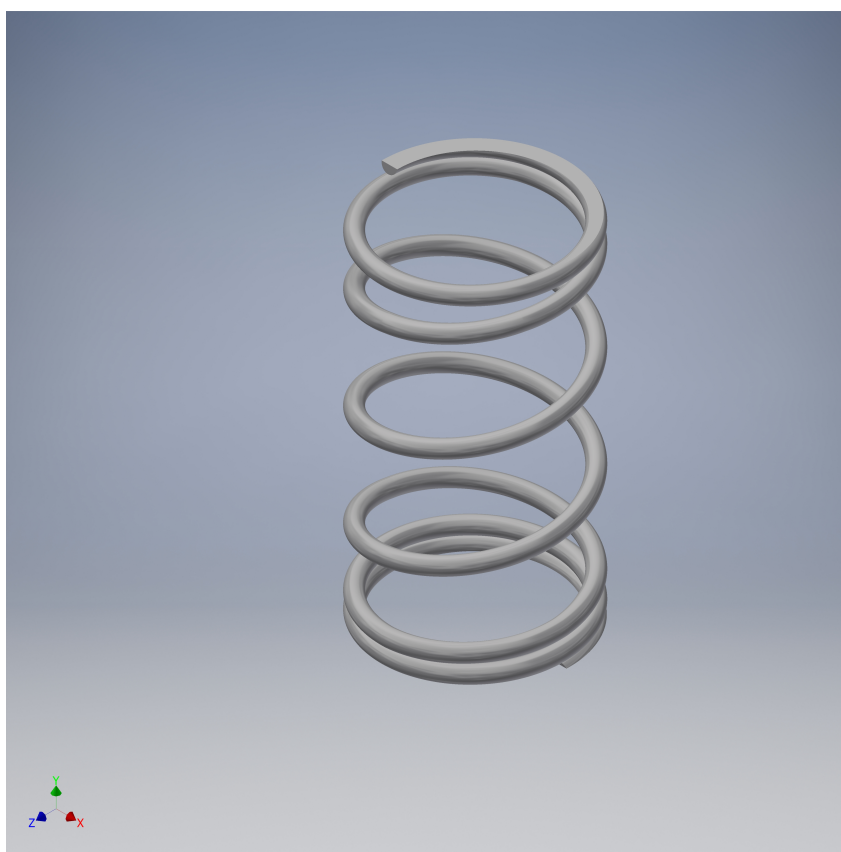


Figura 17 – Mola 1. Fonte: do autor (2018)

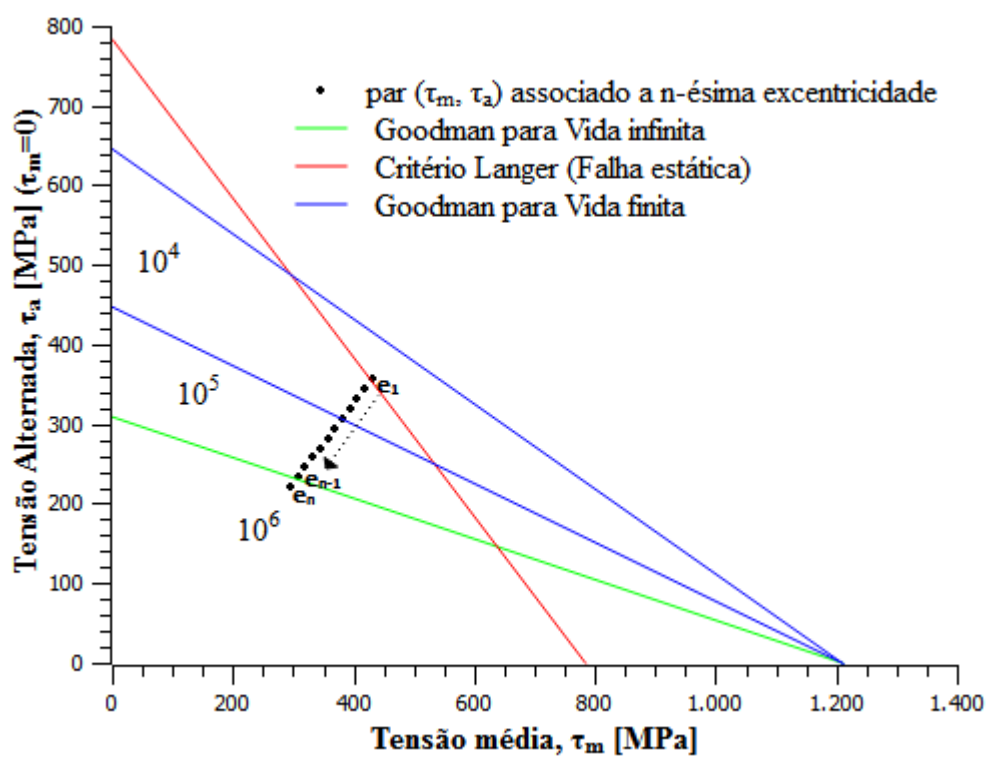


Figura 18 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 1. Fonte: do autor (2018)

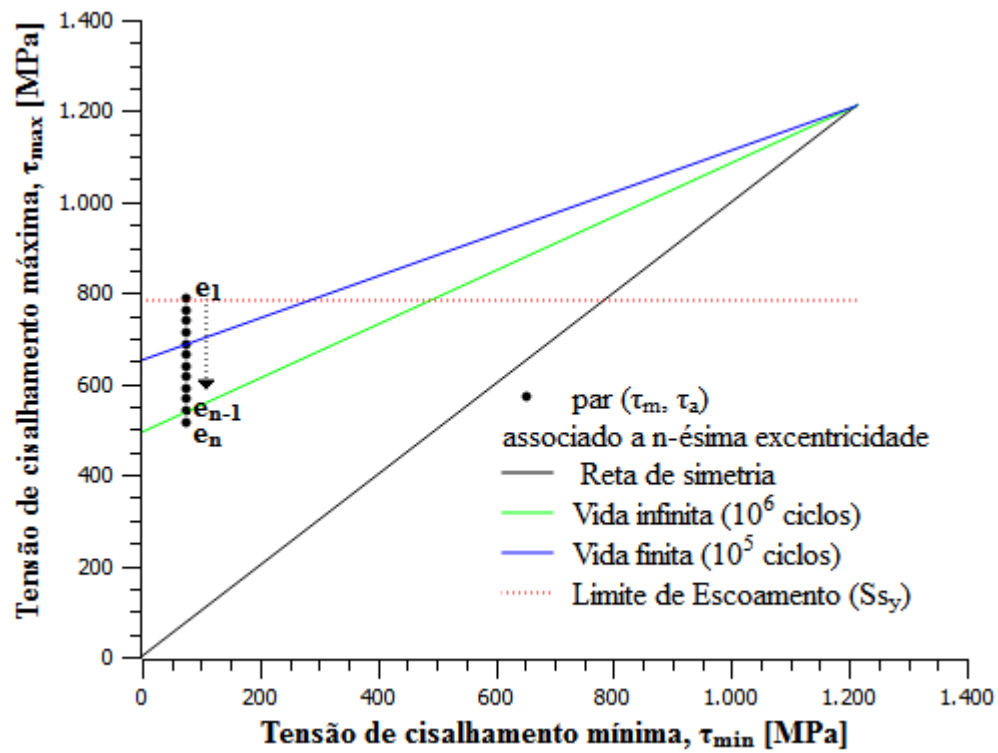


Figura 19 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 1. Fonte: do autor (2018)

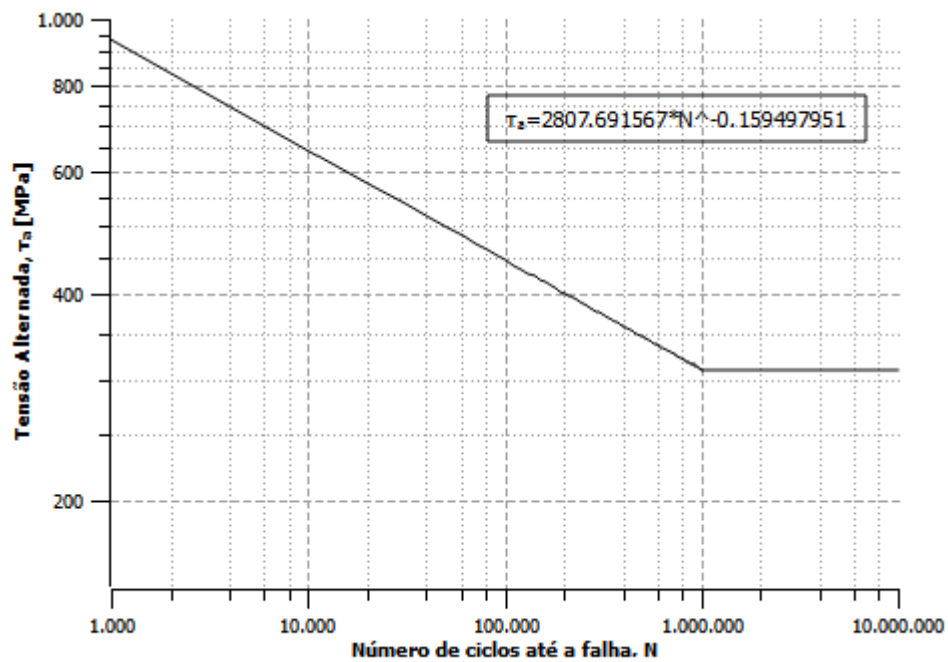


Figura 20 – Diagrama S-N para a mola 1. Fonte: do autor (2018)

6.2 Mola 2

A mola 2, da figura (21), foi projetada com os parâmetros listados na tabela 4.

Tabela 4 – Dados do projeto da mola 2. Fonte: do autor (2018)

Tipo de extremidade	Retificada e em esquadro
Material	Fio revenido em óleo A229
G (GPa)	77,2
D (mm)	50
d (mm)	8
C	6,25
Lo (mm)	100
Ls (mm)	64
Nt	8
Na	6
P (mm)	14
k (N/m)	52701,86
freq. fundamental (Hz)	188,0923
$w=2\pi f$ (rad/s)	1181,8188
w de excitação da força (rad/s)	91,1061
Sut (MPa)	1257,3786
$S_{su}=0,67S_{ut}$ (MPa)	842,4436
$S_y=0,75S_{ut}$ (MPa)	943,0339
$S_{sy}=0,557S_y$ (MPa)	544,1305

Os resultados obtidos para o método GOODMAN modificado e pela teoria do cisalhamento máximo são apresentados de forma gráfica pelas figuras (22) e (23), respectivamente. Para a mola 2, planejou-se uma faixa de excentricidade decrescente [16 – 13] mm, isto é, quatro interações. Partindo-se do valor máximo de e , que representa o ponto imediatamente seguinte após a falha estática, vê-se $F_{s,max} = 1729,45$ N e a correspondente deflexão $y = 32,81$ mm. O valor da última interação caracteriza a vida infinita, dessa maneira obtém-se $F_{s,max} = 1413,24$ N e a correspondente deflexão $y = 26,81$ mm. A redução na excentricidade do came, após 4 interações, isto é, até obtenção de vida infinita, representa uma redução de até 18,28% para $F_{s,max}$ e na deflexão y . A vida da mola para o intervalo de $e = [16 - 13]$ mm é $N = [156.314 - 2.222.326]$ ciclos, como mostra a fig. (24). A pré-carga é a mesma para todas as interações, $P = 43$ N. A massa do seguidor que viabiliza o ensaio é 13 Kg.

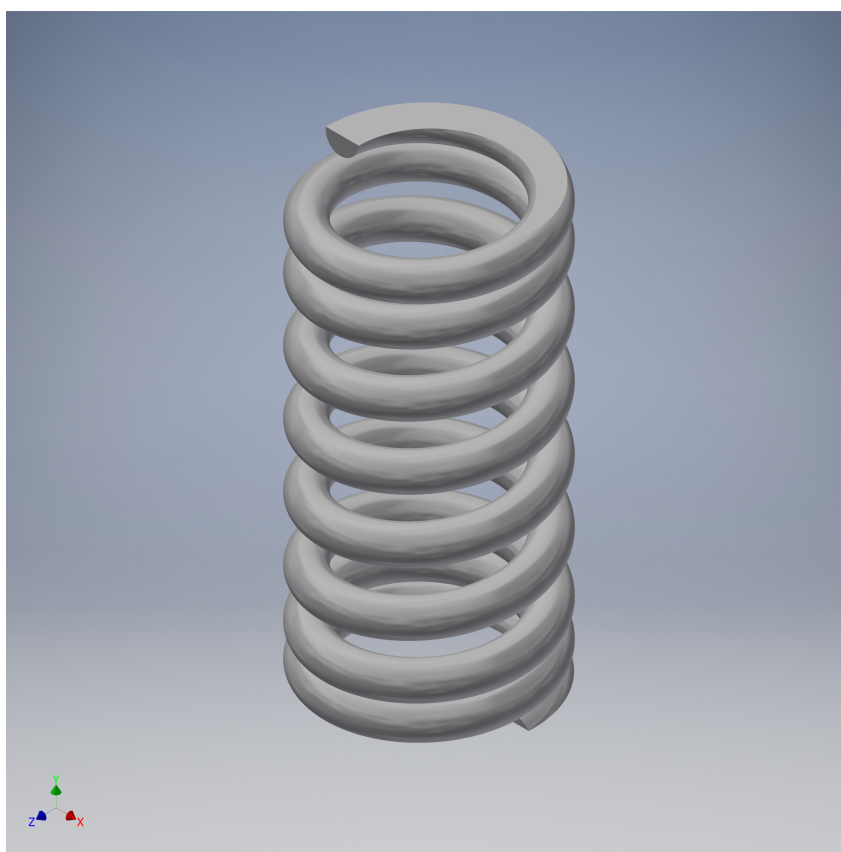


Figura 21 – Mola 2. Fonte: do autor (2018)

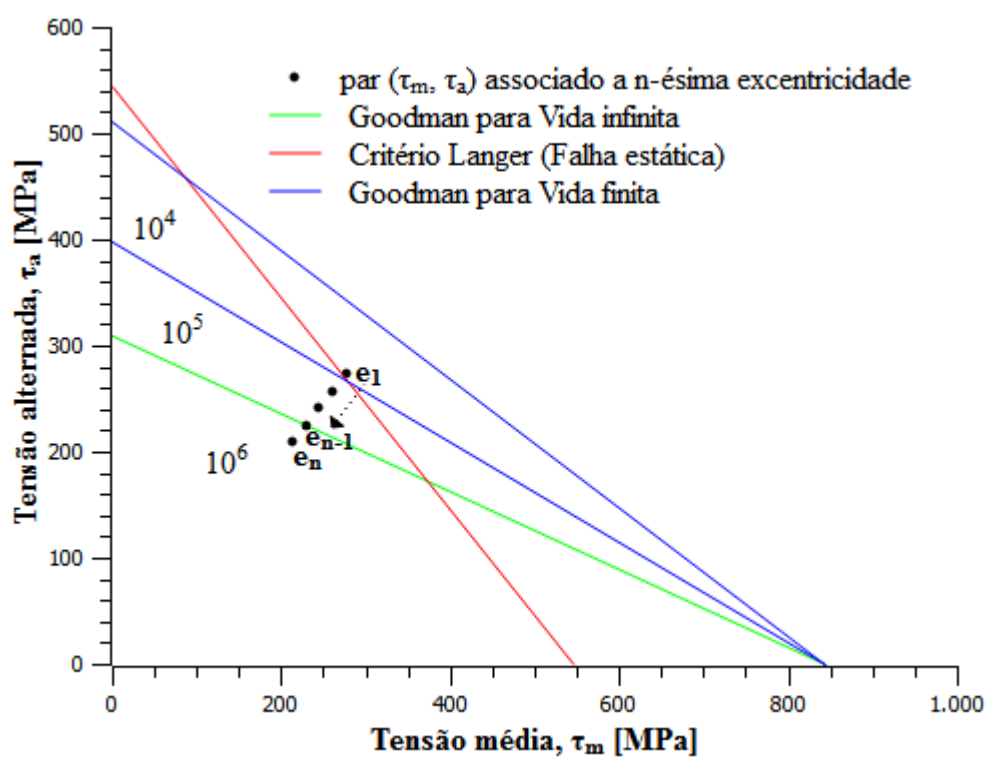


Figura 22 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 2. Fonte: do autor (2018)

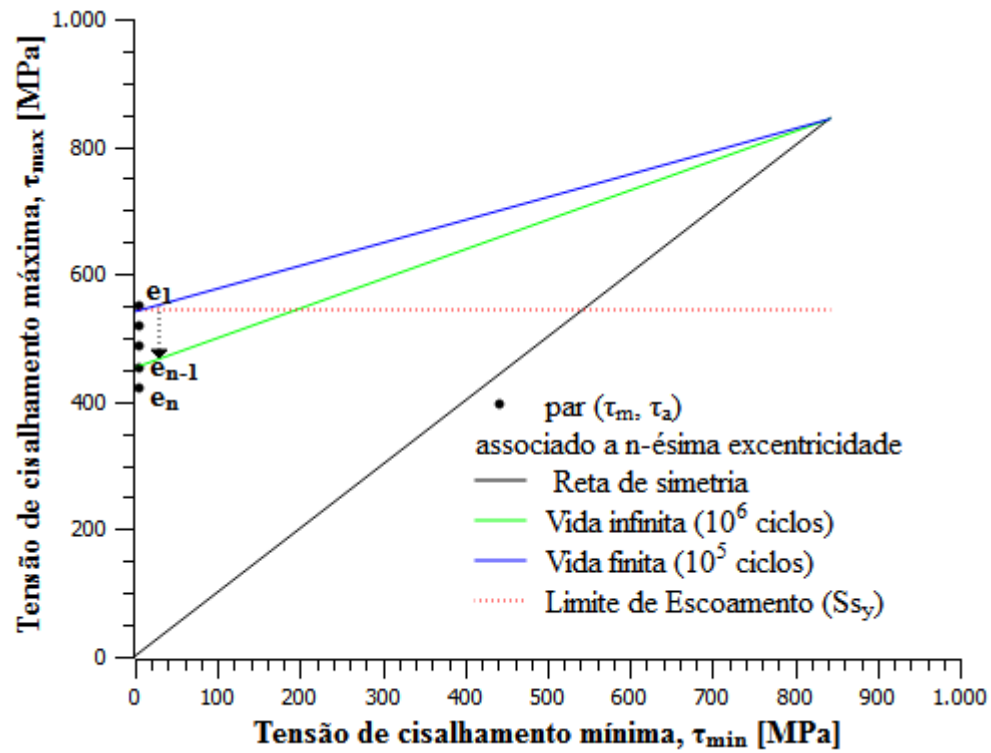


Figura 23 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 2. Fonte: do autor (2018)

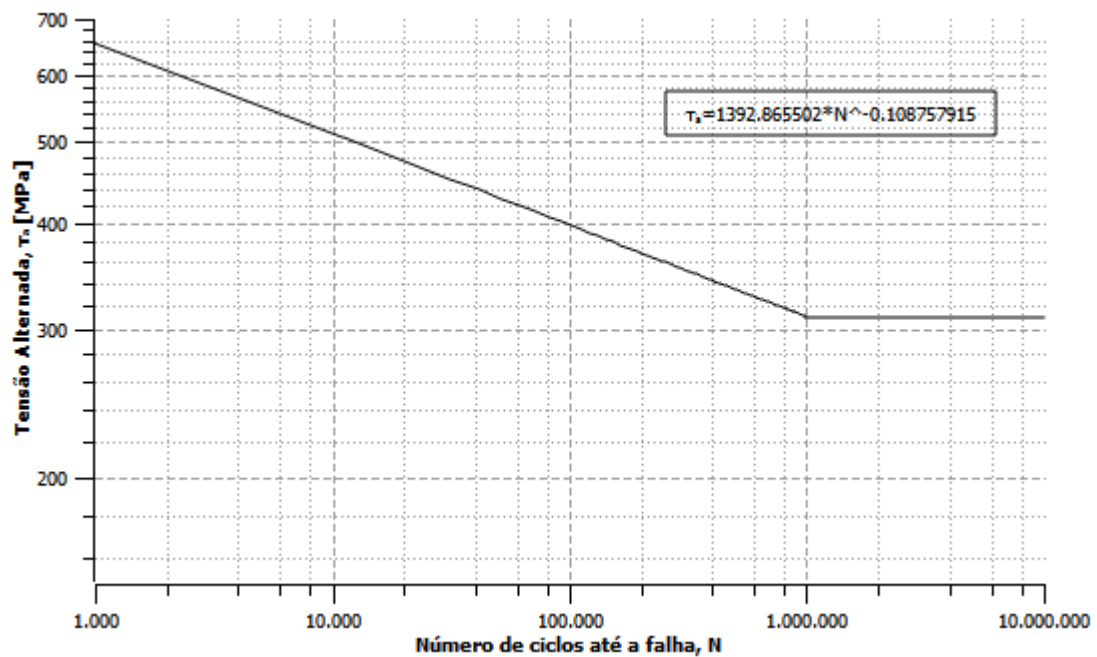


Figura 24 – Diagrama S-N para a mola 2. Fonte: do autor (2018)

6.3 Mola 3

A mola 3, da fig. (25), foi construída com os parâmetros listados na tabela 5.

Tabela 5 – Dados do projeto da mola 3. Fonte: do autor (2018)

Tipo de extremidade	Retificada e em esquadro
Material	Cromo-Vanádio A232
G (GPa)	77,2
D (mm)	60
d (mm)	9
C	6,6
Lo (mm)	98
Ls (mm)	54
Nt	6
Na	4
P (mm)	20
k (N/m)	73279, 6875
freq. fundamental (Hz)	220, 4206
$w=2\pi f$ (rad/s)	1384, 9439
w de excitação da força (rad/s)	91, 1061
Sut (MPa)	1386, 1225
$S_{su}=0,67S_{ut}$ (MPa)	928, 702
$S_y=0,75S_{ut}$ (MPa)	1039, 5919
$S_{sy}=0,557S_y$ (MPa)	599, 8445

Os resultados obtidos para o método GOODMAN modificado e pela teoria do cisalhamento máximo são apresentados de forma gráfica pelas figuras (26) e (27), respectivamente. Para a mola 3, planejou-se uma faixa de excentricidade decrescente [15 – 12] mm, isto é, quatro interações. Partindo-se do valor máximo de e , que representa o ponto imediatamente seguinte após a falha estática, vê-se $F_{s,max} = 2244,39$ N e a correspondente deflexão $y = 30,62$ mm. O valor da última interação caracteriza a vida infinita, dessa maneira obtém-se $F_{s,max} = 1804,71$ N e a correspondente deflexão $y = 24,62$ mm. A redução na excentricidade do came, após 4 interações, isto é, até obtenção de vida infinita, representa uma redução de até 19,6% para $F_{s,max}$ e na deflexão y . A vida da mola para o intervalo de $e = [15 - 12]$ mm é $N = [106.213 - 1.343.902]$ ciclos, como mostra a fig. (28). A pré-carga é a mesma para todas as interações, $P = 46$ N. A massa do seguidor que viabiliza o ensaio é 18 Kg.

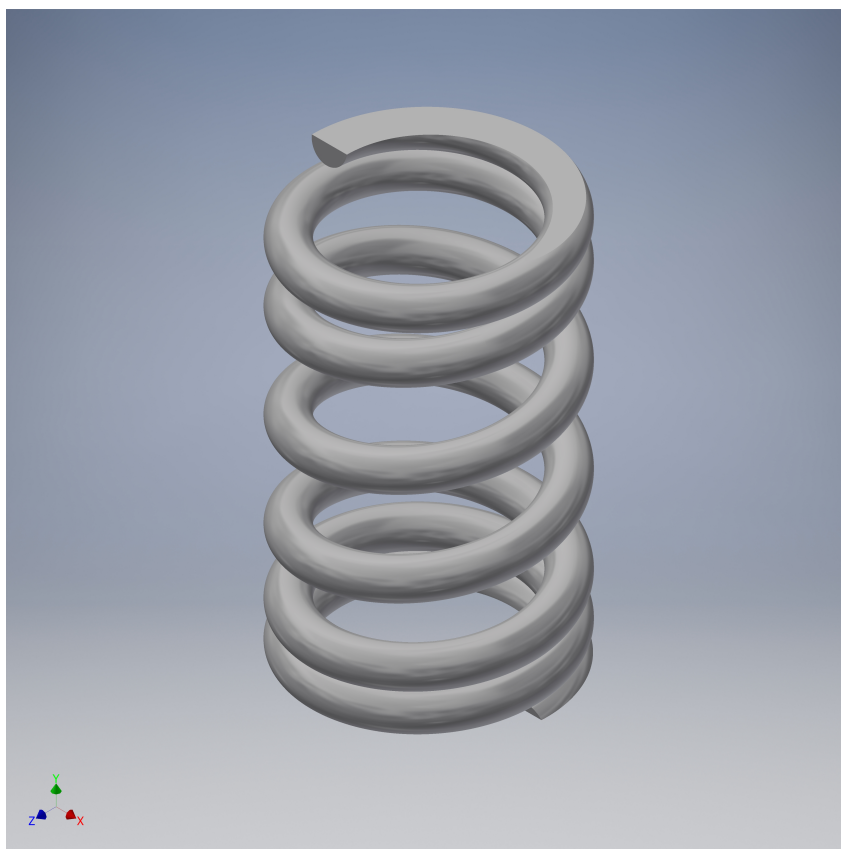


Figura 25 – Mola 3. Fonte: do autor (2018)

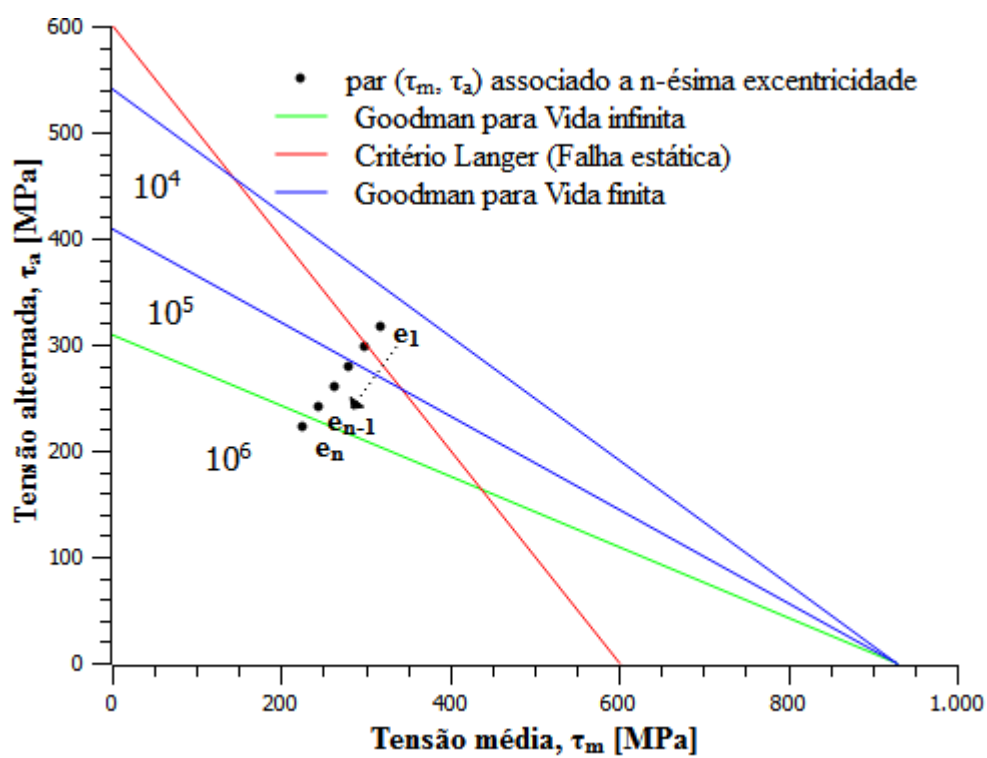


Figura 26 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 1. Fonte: do autor (2018)

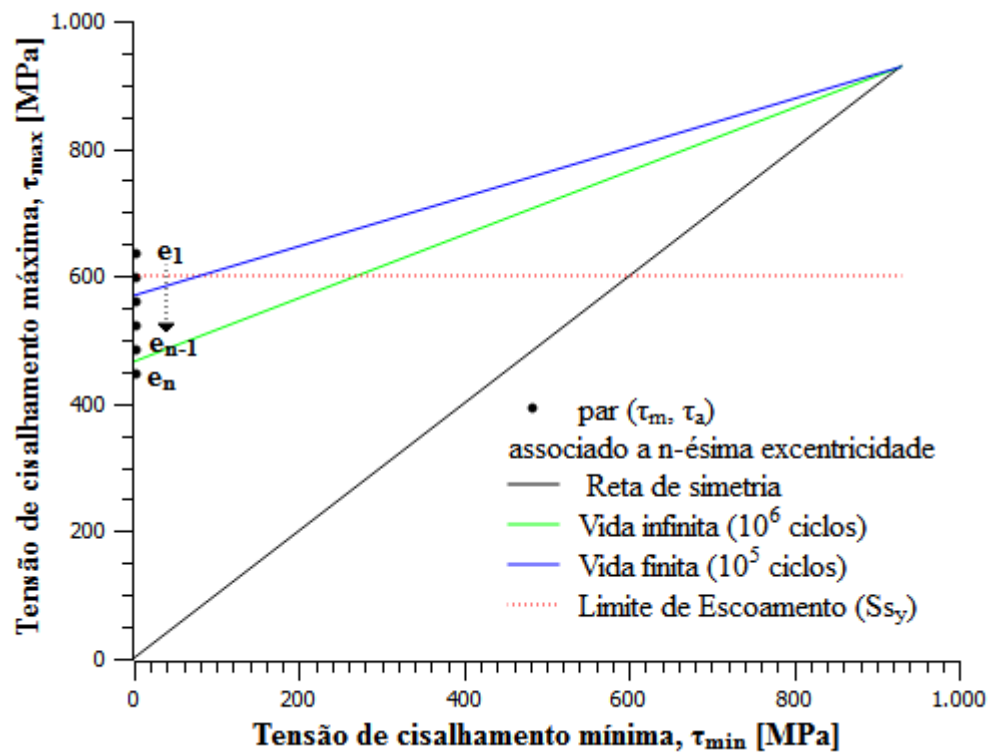


Figura 27 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 1. Fonte: do autor (2018)

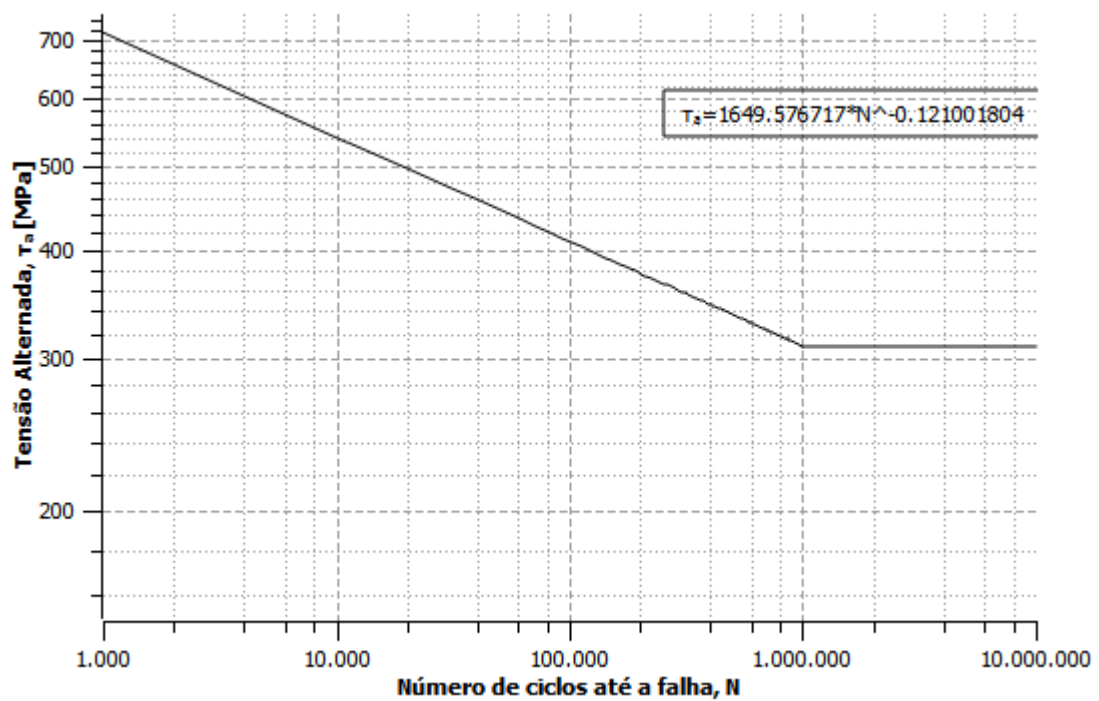


Figura 28 – Diagrama S-N para a mola 3. Fonte: do autor (2018)

6.4 Mola 4

A mola 4, da fig. (29), foi projetada com os parâmetros listados na tabela 6.

Tabela 6 – Dados do projeto da mola 4. Fonte: do autor (2018)

Tipo de extremidade	Retificada e em esquadro
Material	Cromo-Silício A401
G (GPa)	77,2
D (mm)	16
d (mm)	1,6
C	10
Lo (mm)	67,2
Ls (mm)	16
Nt	10
Na	8
P (mm)	8
k (N/m)	1930
freq. fundamental (Hz)	275,5450
$w=2\pi f$ (rad/s)	1731,3002
w de excitação da força (rad/s)	91,1061
Sut (MPa)	1876,2996
$S_{su}=0,67S_{ut}$ (MPa)	1257,1207
$S_y=0,75S_{ut}$ (MPa)	1407,2247
$S_{sy}=0,557S_y$ (MPa)	811,9686

Os resultados obtidos para o método GOODMAN modificado e pela teoria do cisalhamento máximo são apresentados de forma gráfica pelas figuras (30) e (31), respectivamente. Para a mola 4, planejou-se uma faixa de excentricidade decrescente [16 – 10] mm, isto é, sete interações. Partindo-se do valor máximo de e , que representa o ponto imediatamente seguinte após a falha estática, vê-se $F_{s,max} = 68,76$ N e a correspondente deflexão $y = 35,62$ mm. O valor da última interação caracteriza a vida infinita, dessa maneira obtém-se $F_{s,max} = 45,6$ N e a correspondente deflexão $y = 23,62$ mm. A redução na excentricidade do came, após 7 interações, isto é, até obtenção de vida infinita, representa uma redução de até 33,7% para $F_{s,max}$ e na deflexão y . A vida da mola para o intervalo de $e = [16 - 10]$ mm é $N = [39.127 - 1.647.340]$ ciclos, como mostra a fig. (32). A pré-carga é a mesma para todas as interações, $P = 7$ N. A massa do seguidor que viabiliza o ensaio é 0,5 Kg. Note que, a bandeja deverá ser retirada, assim o acoplamento do pivô ao parafuso de potência deve ser direto.

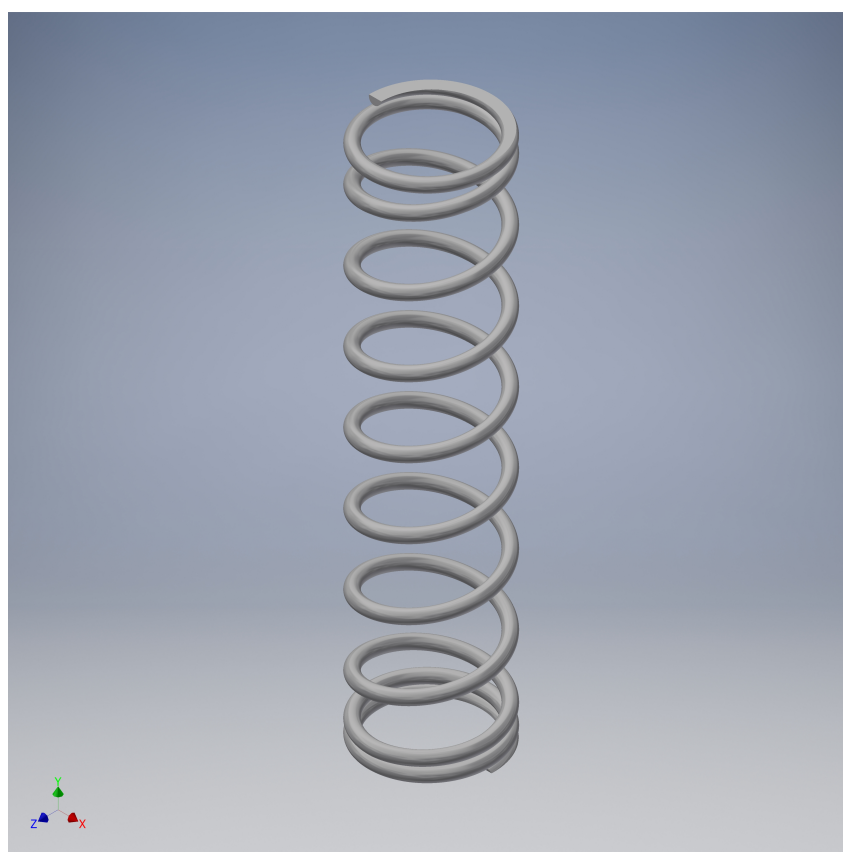


Figura 29 – Mola 4. Fonte: do autor (2018)

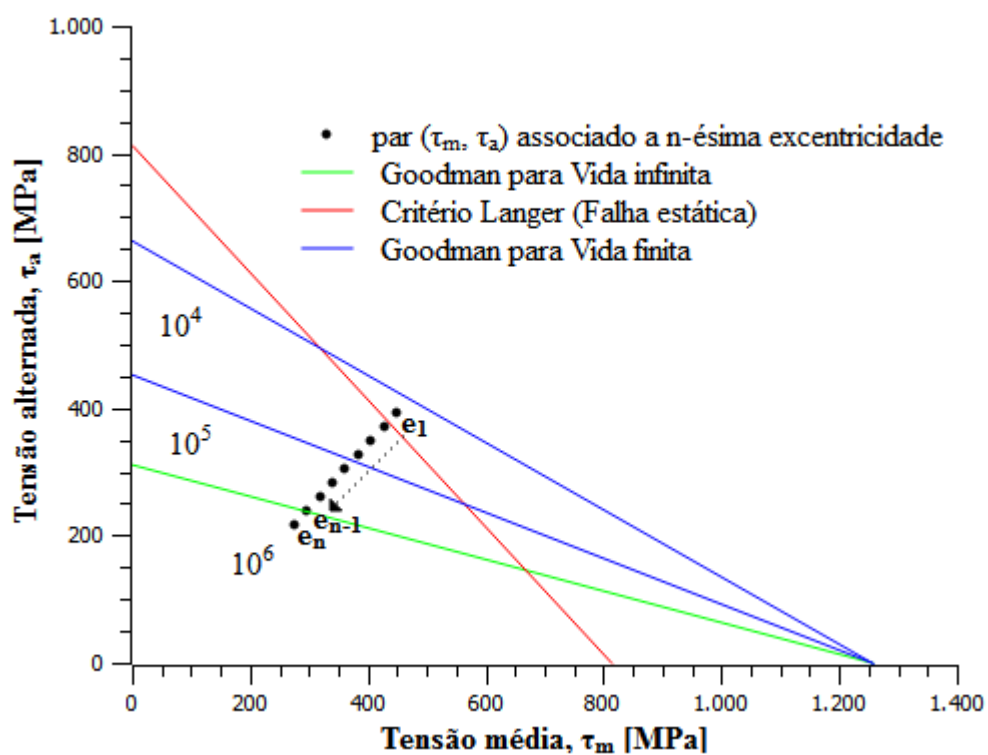


Figura 30 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 4. Fonte: do autor (2018)

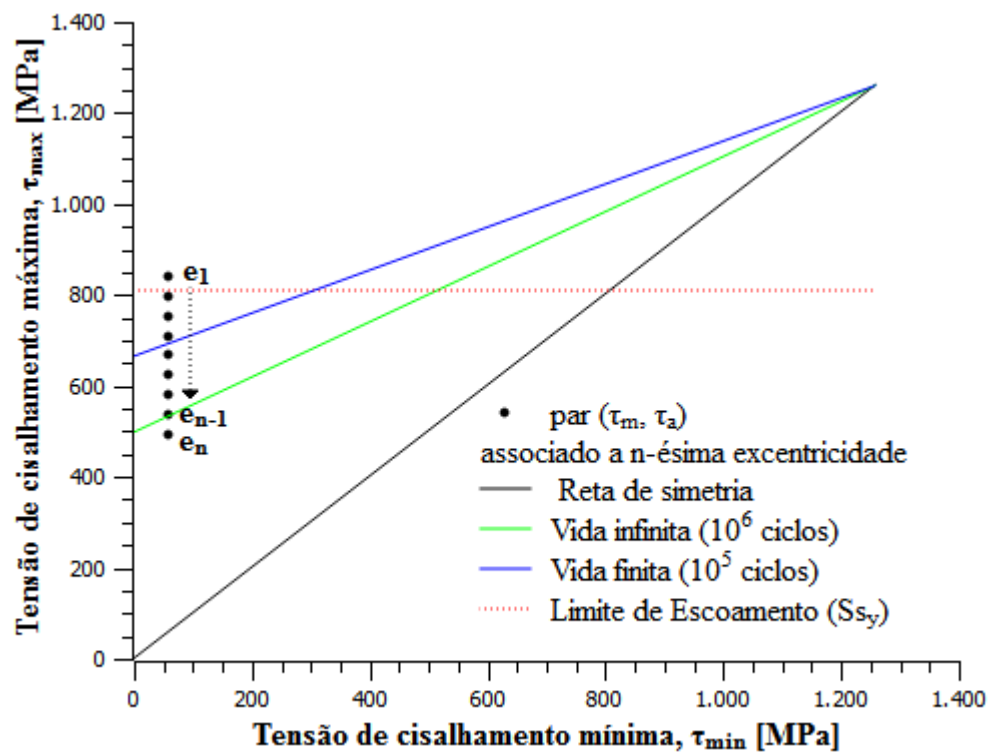


Figura 31 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 4. Fonte: do autor (2018)

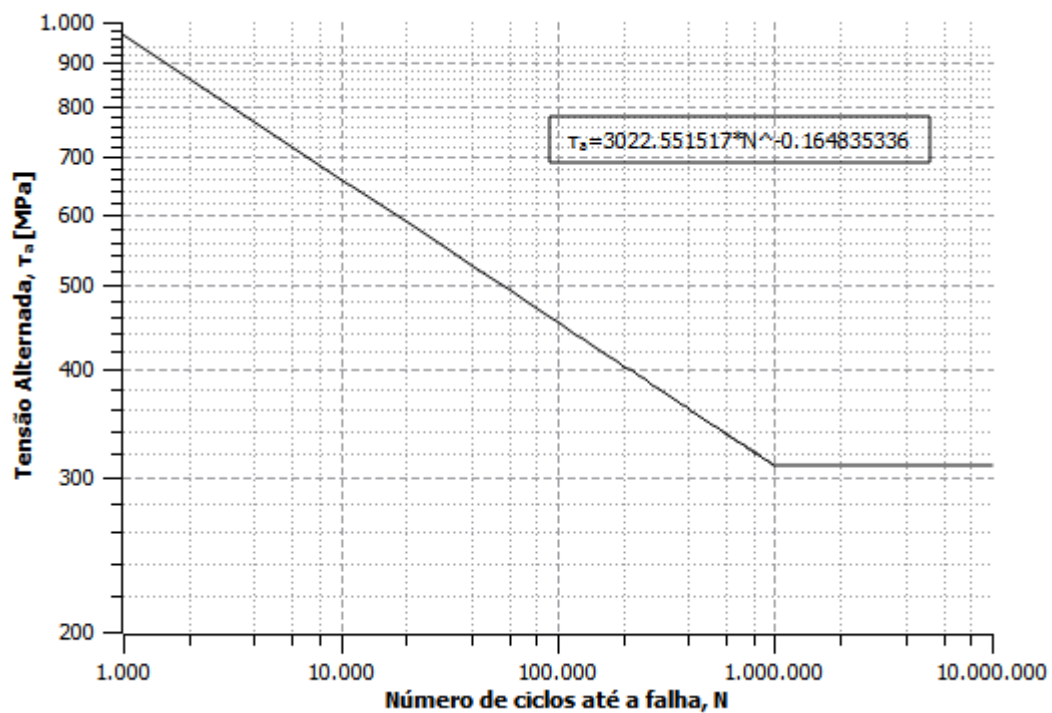


Figura 32 – Diagrama S-N para a mola 4. Fonte: do autor (2018)

6.5 Mola 5

A mola 5, da fig. (33), foi projetada com os parâmetros listados na tabela 7.

Tabela 7 – Dados do projeto da mola 5. Fonte: do autor (2018)

Tipo de extremidade	Retificada e em esquadro
Material	302 Aço inoxidável
G (GPa)	69
D (mm)	45
d (mm)	6
C	7,6
Lo (mm)	108
Ls (mm)	48
Nt	8
Na	6
P (mm)	16
k (N/m)	20444,44
freq. fundamental (Hz)	164,66
$w=2\pi f$ (rad/s)	1034,6018
w de excitação da força (rad/s)	60,7374
Sut (MPa)	1236,1919
$S_{su}=0,67S_{ut}$ (MPa)	828,2485
$S_y=0,75S_{ut}$ (MPa)	927,1439
$S_{sy}=0,557S_y$ (MPa)	537,962

Os resultados obtidos para o método GOODMAN modificado e pela teoria do cisalhamento máximo são apresentados de forma gráfica pelas figuras (34) e (35), respectivamente. Para a mola 5, planejou-se uma faixa de excentricidade decrescente [20 – 17] mm, isto é, quatro interações. Partindo-se do valor máximo de e , que representa o ponto imediatamente seguinte após a falha estática, vê-se $F_{s,max} = 891,66$ N e a correspondente deflexão $y = 41,61$ mm. O valor da última interação caracteriza a vida infinita, dessa maneira obtém-se $F_{s,max} = 728,11$ N e a correspondente deflexão $y = 35,61$ mm. A redução na excentricidade do came, após 4 interações, isto é, até obtenção de vida infinita, representa uma redução de até 18,34% para $F_{s,max}$ e na deflexão y . A vida da mola para o intervalo de $e = [20 - 17]$ mm é $N = [127.601 - 1.111.250]$ ciclos, como mostra a fig. (36). A pré-carga é a mesma para todas as interações, $P = 33$ N. A massa do seguidor que viabiliza o ensaio é 11,5 Kg.

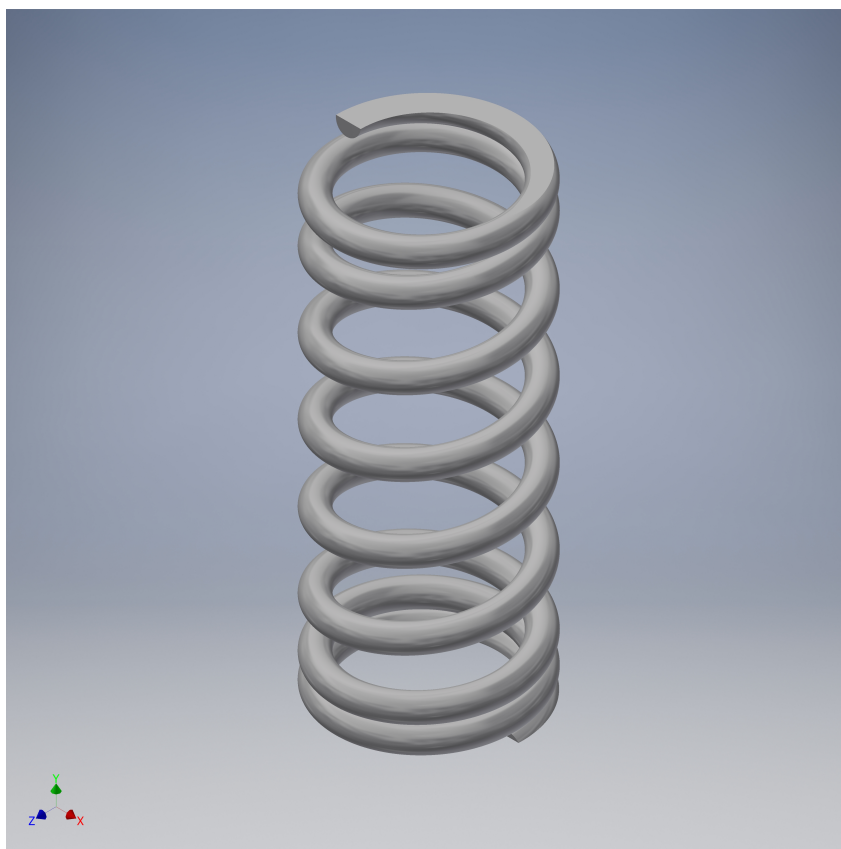


Figura 33 – Mola 4. Fonte: do autor (2018)

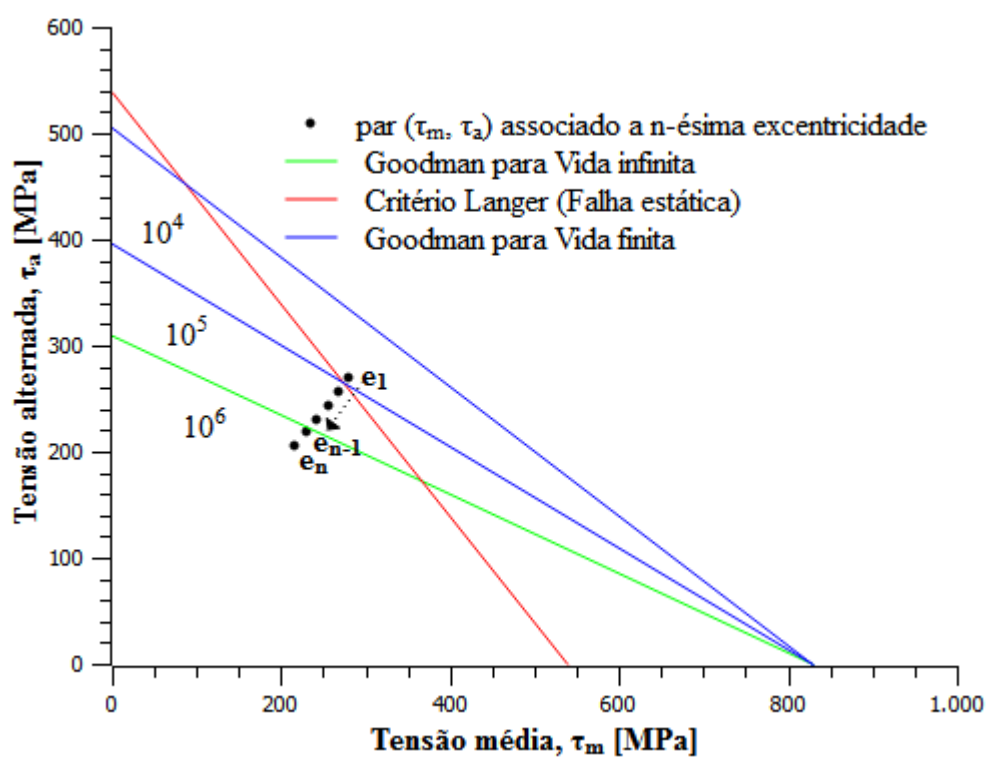


Figura 34 – Diagrama de GOODMAN modificado para a mola 5. Fonte: do autor (2018)

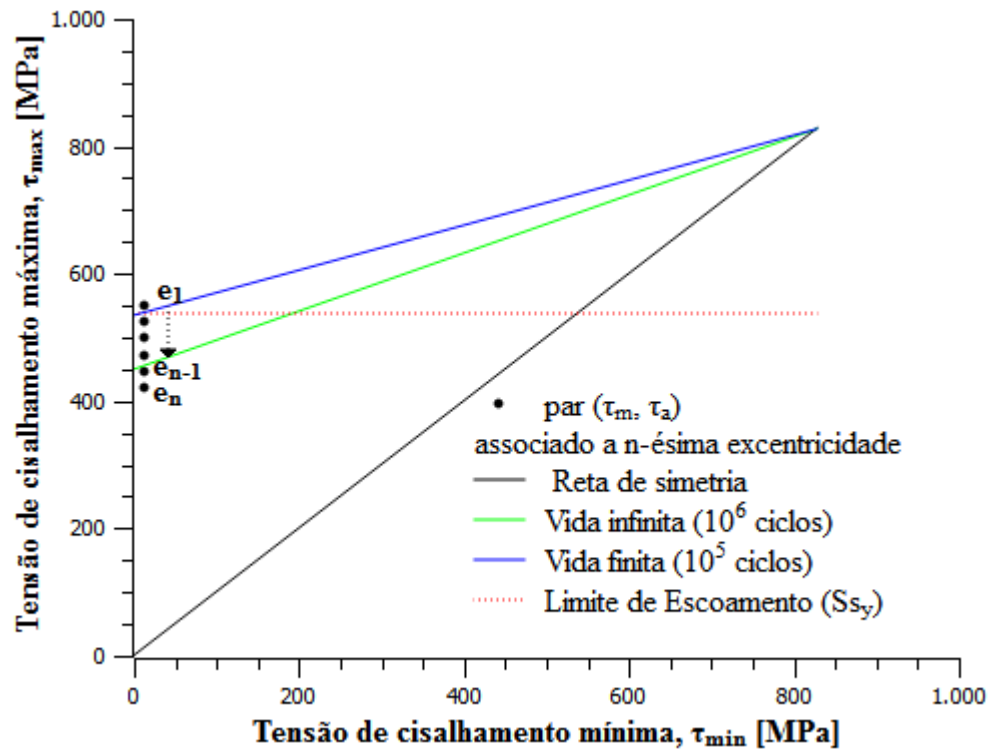


Figura 35 – Diagrama da teoria de cisalhamento máximo para a mola 5. Fonte: do autor (2018)

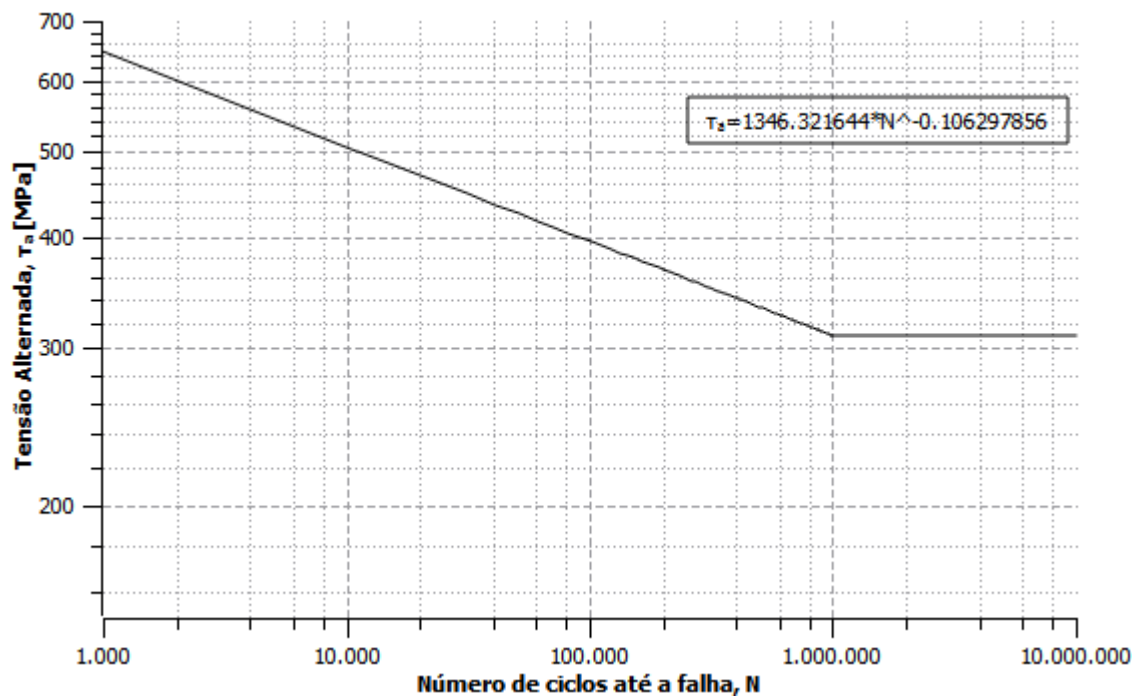


Figura 36 – Diagrama S-N para a mola 5

Conclusão

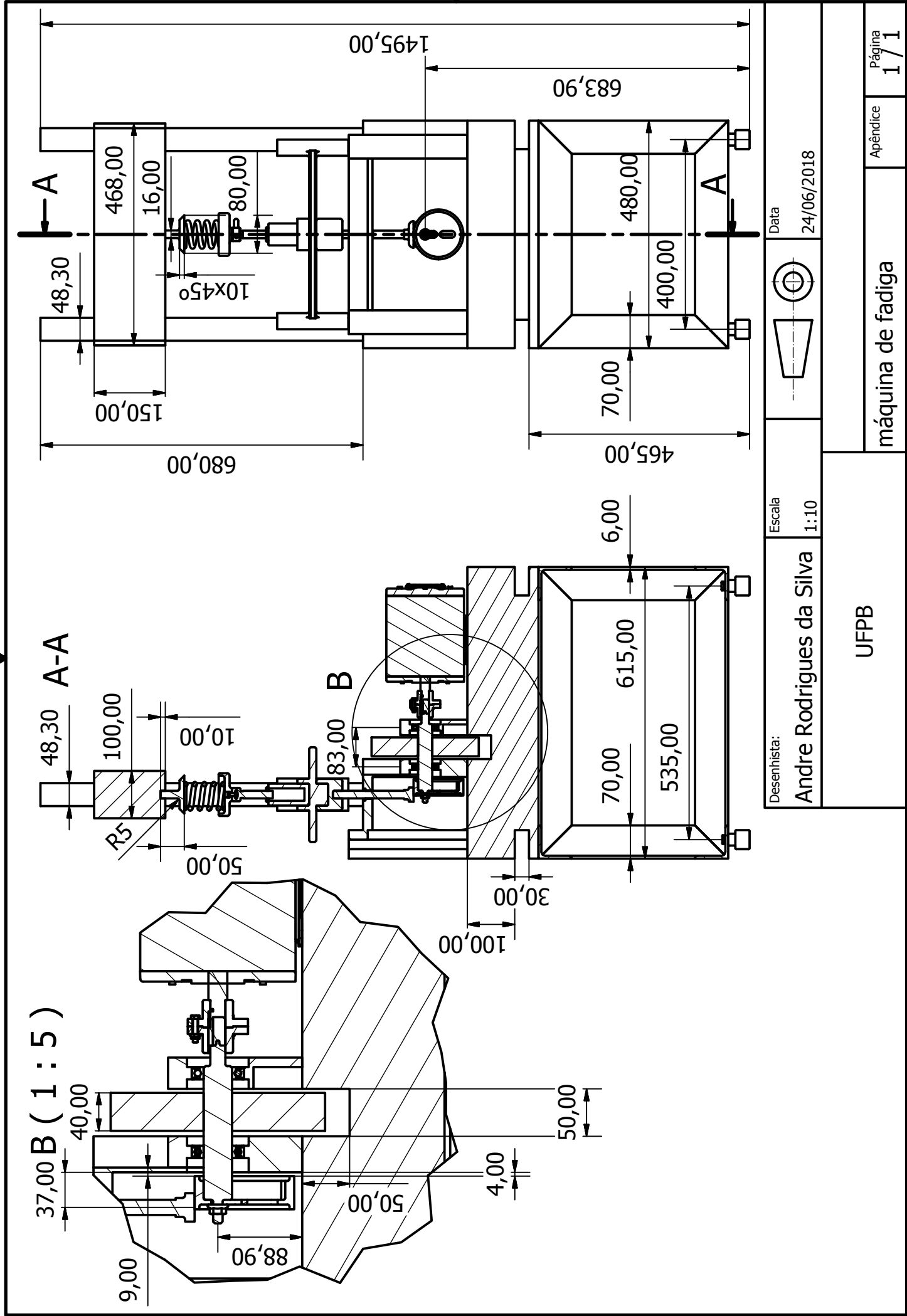
O projeto da máquina contemplou soluções que conciliassem as demandas de molas de diferentes parâmetros. Dois deles, a rigidez k e o índice C , contribuem de maneira mais significativa. O aumento na rigidez induz o aumento da força de contato do came e o seguidor, e a força na mola. Embora a deflexão seja menor. Neste caso, a subida do came deverá ser menor, mas carregada de maior massa do seguidor (que por sua vez aumenta a força de inércia do sistema). O índice de mola no intervalo escolhido de 6 a 12, representa as molas mais rígidas quando próximas de 6, e menos rígidas quando próximas a 12. Então a necessidade de se projetar uma máquina que atendesse a uma faixa de rigidez e comprimento livre, trouxe soluções criativas para a máquina. O seguidor tem altura regulada através de um parafuso de potência, e este, também confere uma força de pré-carga na mola (mantém o sistema came e seguidor unido por força). A máquina dispõe de um came parafusado com ajuste milimétrico e um inversor de frequência para redução de velocidade. Sendo a velocidade do came limitada pela frequência fundamental da mola, de modo a evitar ressonância. Uma sugestão para o aprimoramento da máquina é o projeto de um relé com a mola em série ao contador de ciclos e ao motor (semelhante a máquina de Zimmerli). Assim quando a mola falhar, o sistema ficaria protegido, quanto ao impacto do seguidor ao came (sem a mola de retorno). A máquina teve seu projeto sustentado na premissa de que deveria ser uma máquina para laboratório e apoiasse o ensino no curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba. Embora não tenha sido construída, o presente trabalho atuou na fase de projeto desta.

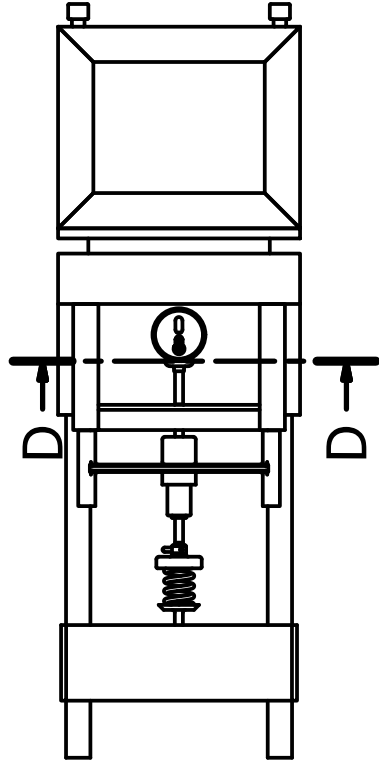
Referências

1. SHIGLEY, J., 1984. *Elementos de máquinas volume 1* 2ª Ed. São Paulo: LTC
2. BUDYNAS, R. & NISBETT, J., 2011. *Elementos de máquinas de Shigley* 8ª Ed. Porto Alegre: McGraw Hill
3. SHIGLEY, J. & UICKER JR., J., 1988. *Teoría de máquinas y mecanismos* 1ªEd. Mexico: McGraw Hill
4. NORTON, R., 2010. *Cinemática e dinâmica dos mecanismos* 1ª Ed. Porto Alegre: McGraw Hill
5. NORTON, R. 2013. *Projeto de máquinas* 4ªEd. Porto Alegre: Bookman
6. MABIE, H. & OCVIRK, F., 1980. *Mecanismos* 2ªEd. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos
7. JUVINALL, R. & MARSHEK, K., 2013. 1ª Ed. Rio de Janeiro: LTC

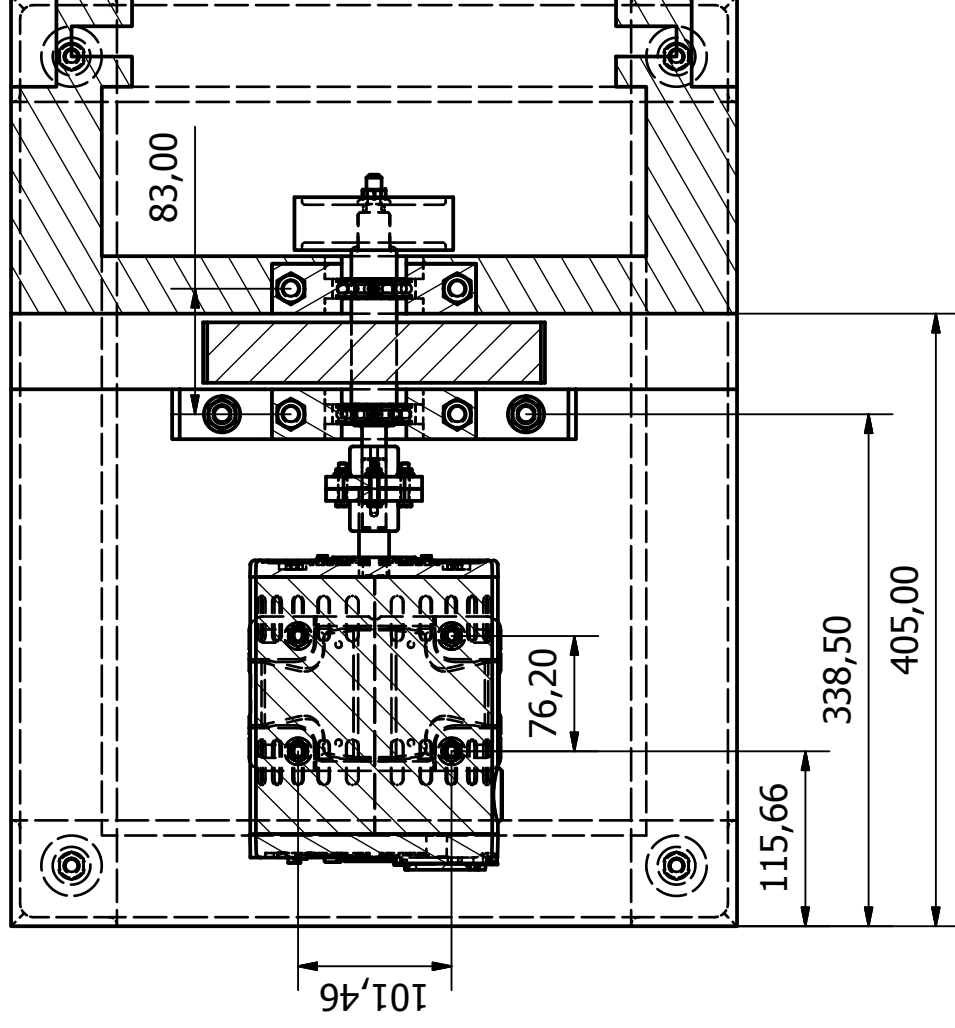
Apêndices

APÊNDICE A – Desenhos





D-D (1:5)



Desenhista:

Andre Rodrigues da Silva

Escala

1:15

Data

24/06/2018

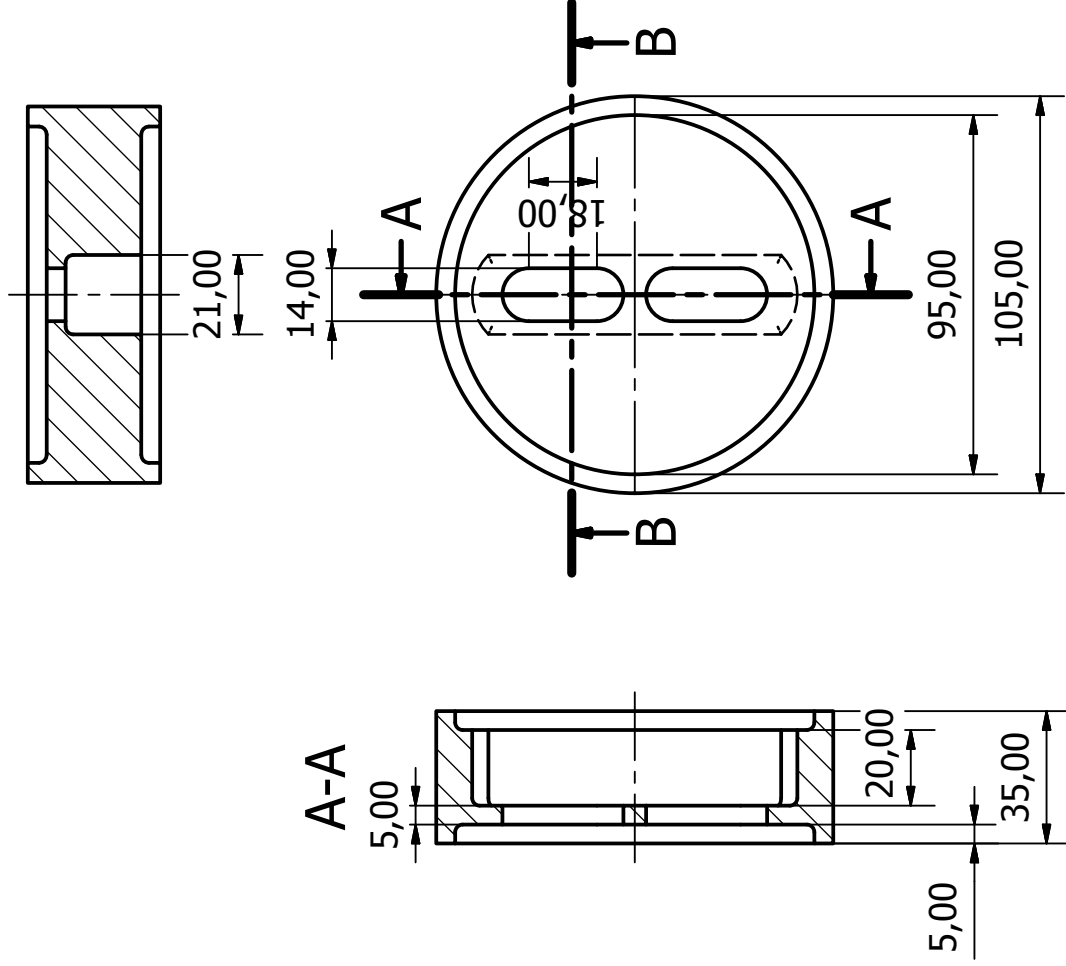



UFPB

máquina de fadiga

Apêndice

Página
1 / 1



2	Came	1	Aço inoxidável 440	
N	Denominação	Q	Especificação e Material	
			Data	24/06/2018
Trabalho de conclusão do curso				
Máquina de ensaio de fadiga		Apêndice		Página 1 / 1

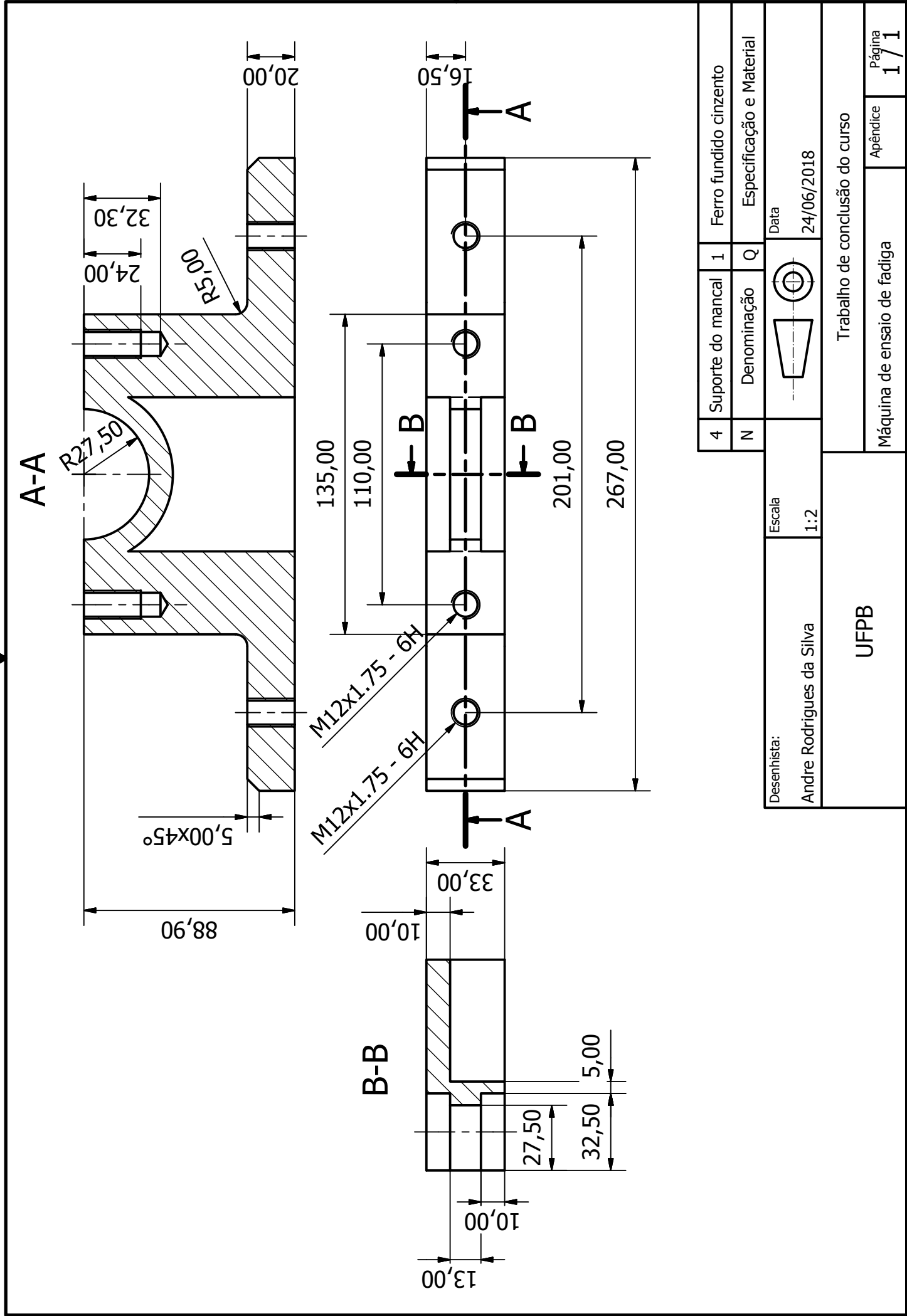


Technical drawing of a shaft with dimensions: 30,00, 20,00, 20,00, 20,00.

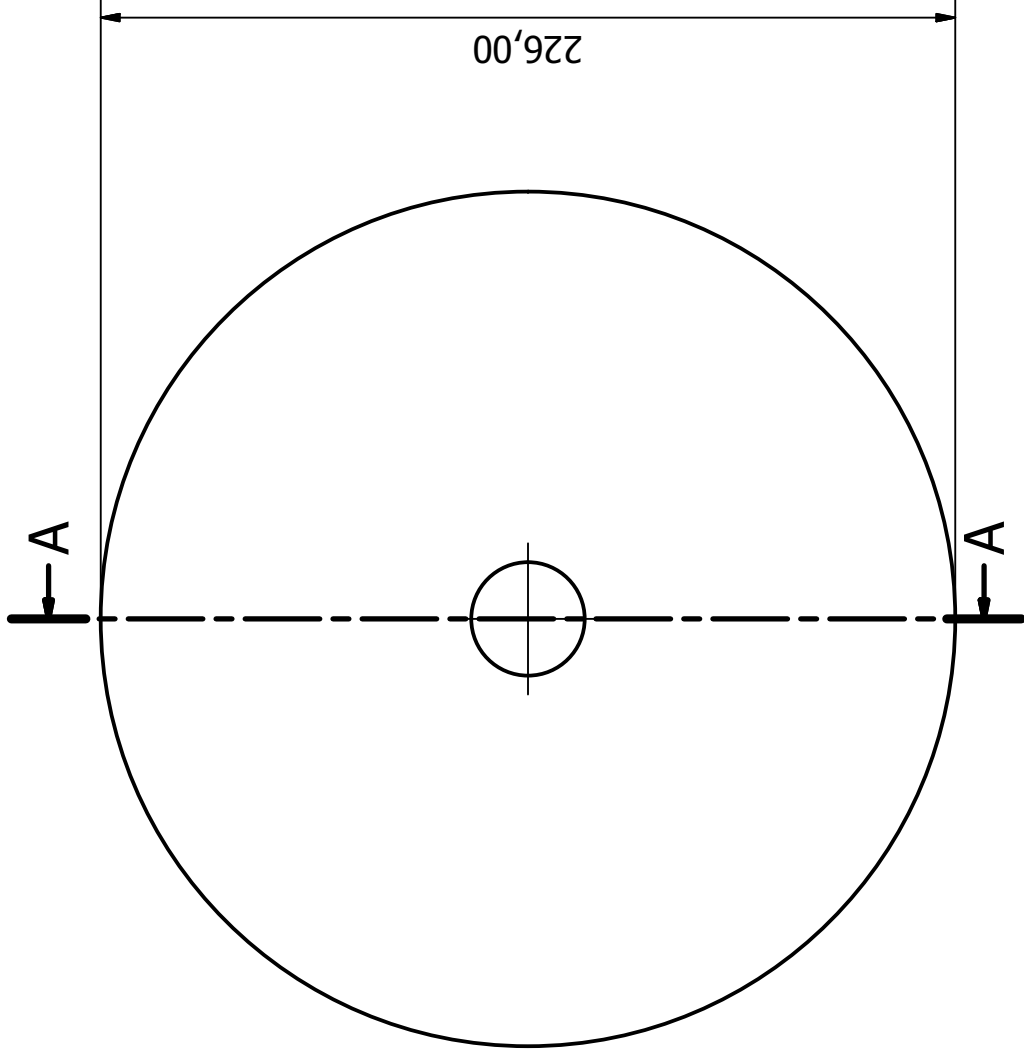
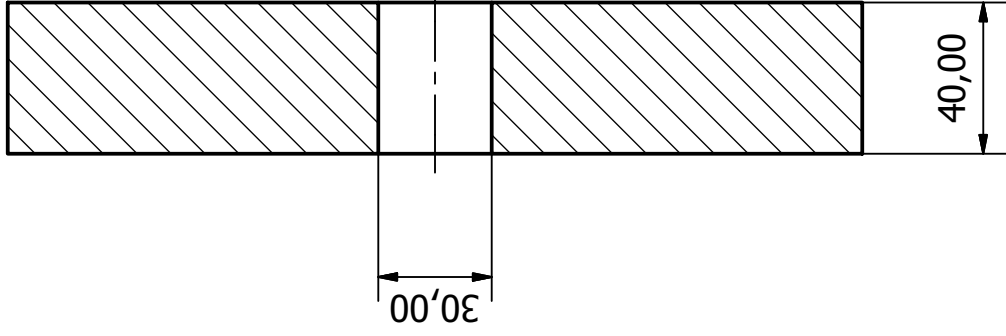
Desenhista:	Escala
Andre Rodrigues da Silva	1:2

Trabalho de conclusão do curso

Página 1/1



A-A

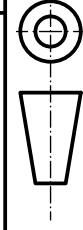


Desenhista:

Andre Rodrigues da Silva

Escala

1:2



Data

24/06/2018

5

Volante

1

Aço 1020

N

Denominação

Q

Especificação e Material

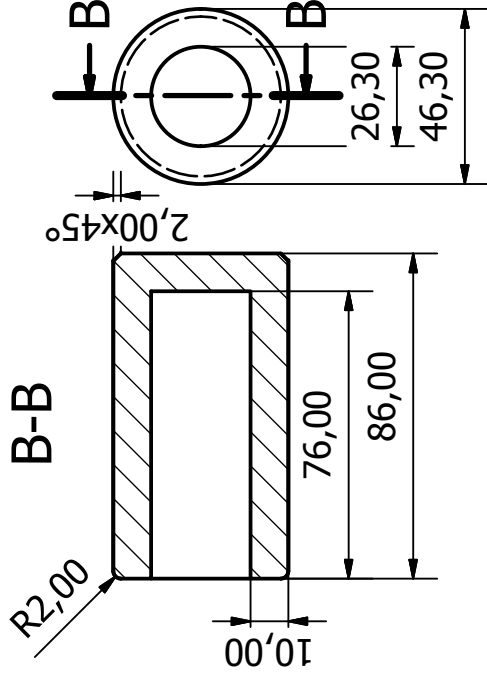
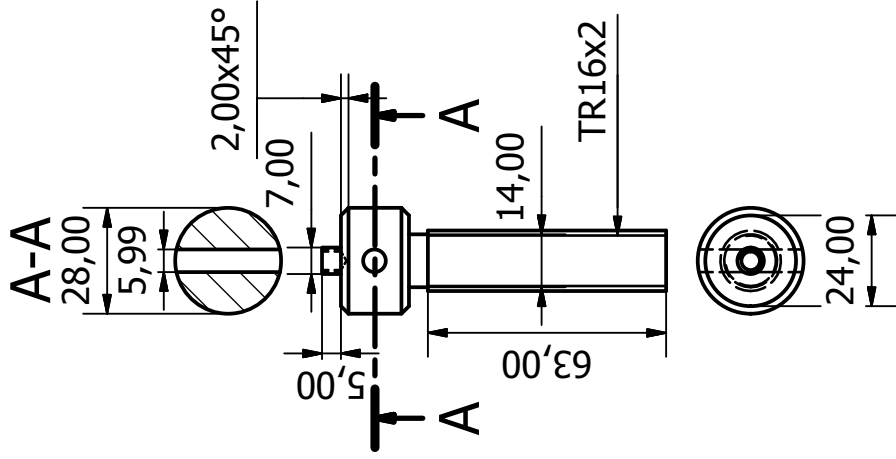
UFPB

Trabalho de conclusão do curso


Máquina de ensaio de fadiga

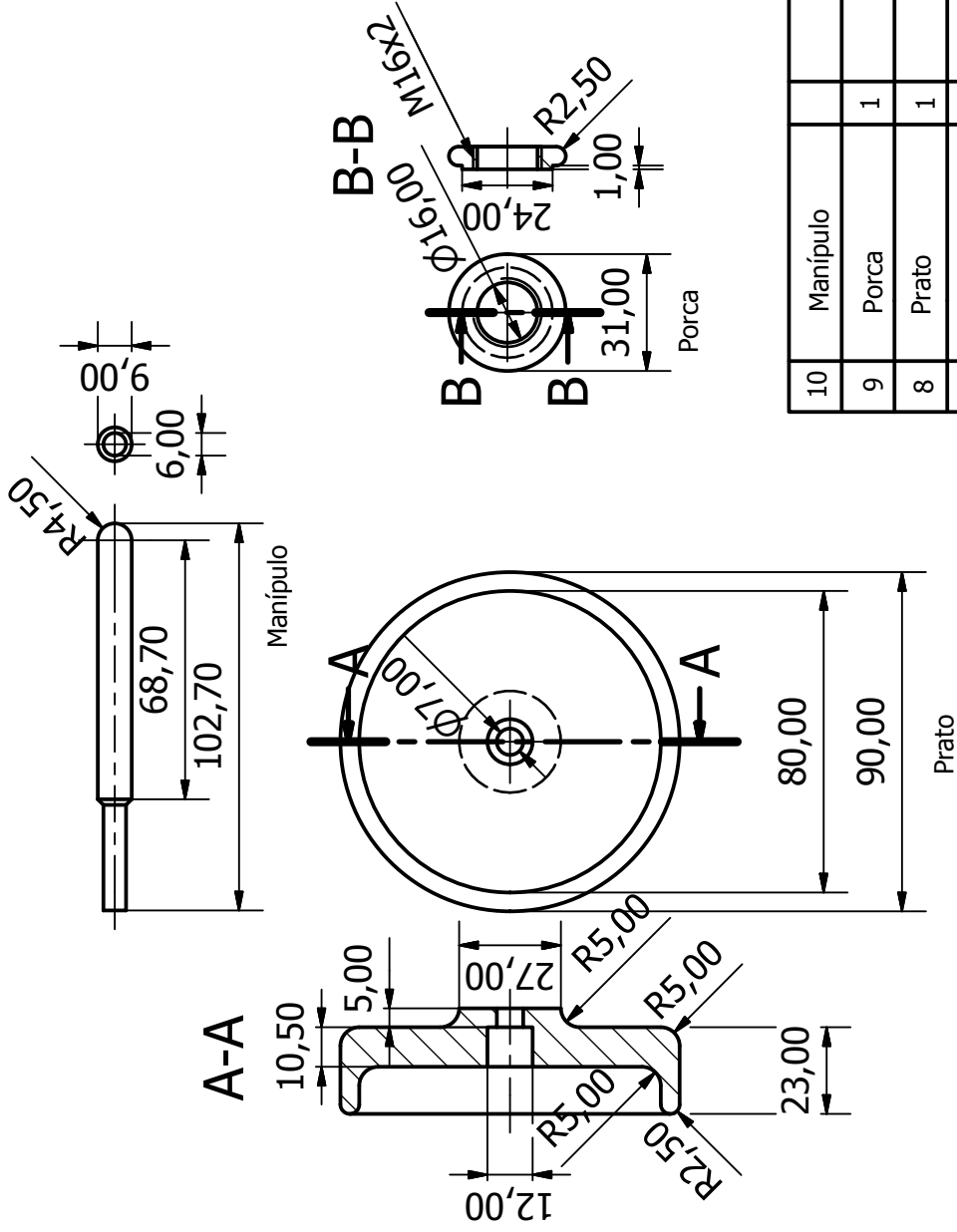
Apêndice

Página
1 / 1



Parafuso de potência

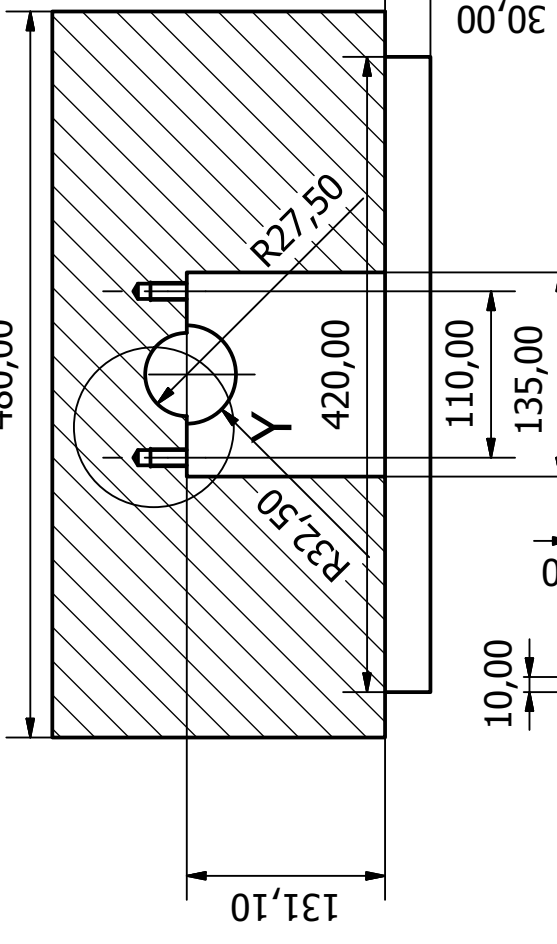
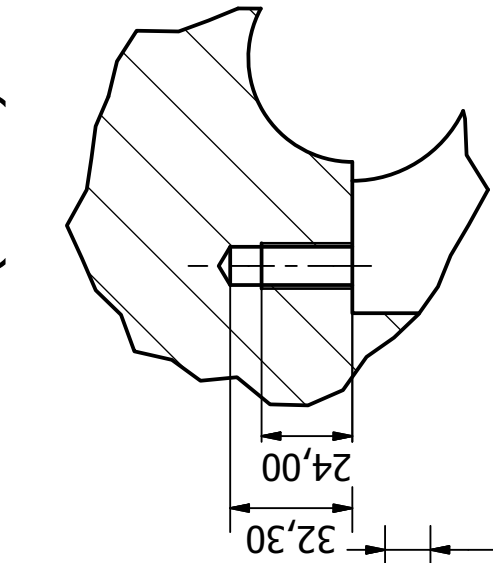
7	Parafuso	1	TR16x6 classe
6	base do macaco	1	Ferro fundido cinzento
N	Denominação	Q	Especificação e Material
			Data 24/06/2018
Trabalho de conclusão do curso			
Máquina de ensaio de fadiga		Apêndice	Página 1 / 1



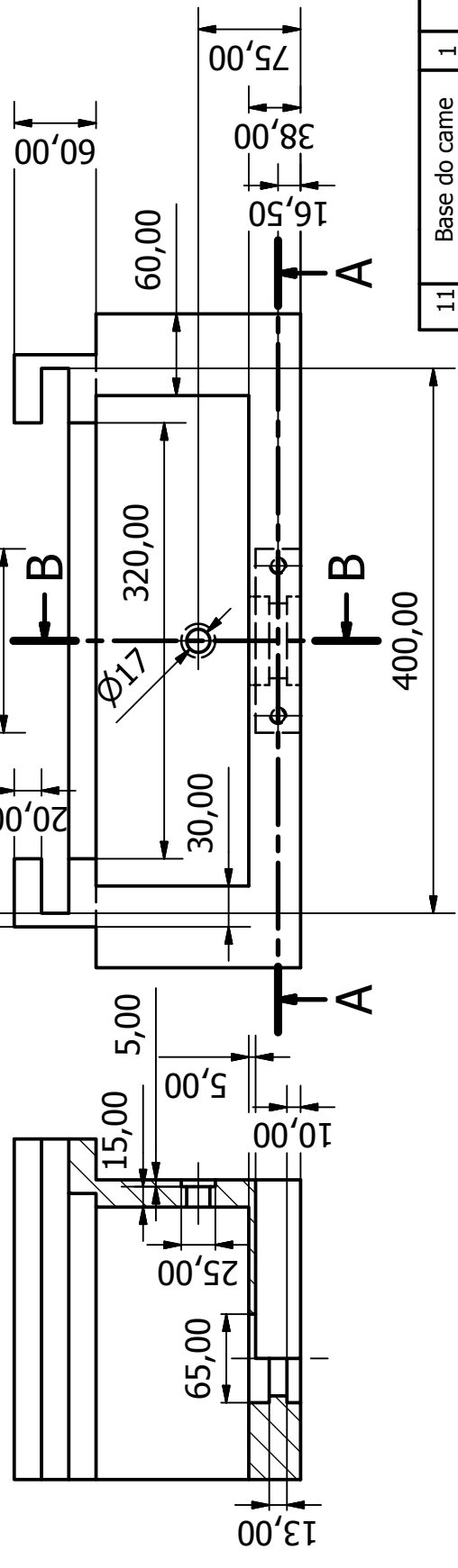
10	Manipulo		Aço 1020
9	Porca	1	Fósforo-Bronze
8	Prato	1	Aço 1020
N	Denominação	Q	Especificação e Material
Desenhista:		Escala	Data
Andre Rodrigues da Silva		1:2	24/06/2018
Trabalho de conclusão do curso			
Máquina de ensaio de fadiga		Apêndice	Página
			1 / 1


Y (1:2)

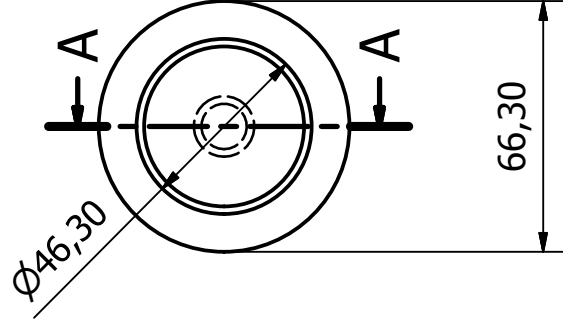
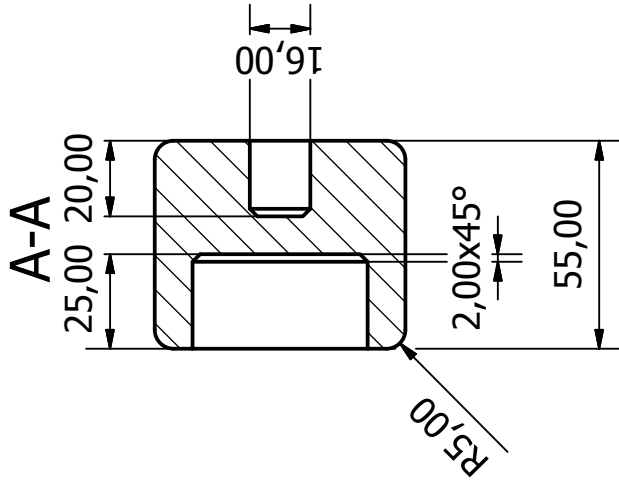
A-A
480,00



B-B



Desenhista: Andre Rodrigues da Silva		Escala 1:5		Data 24/06/2018	Trabalho de conclusão do curso		
UFPB			Máquina de ensaio de fadiga		Apêndice	Página 1 / 1	
11	Base do came	1	Aço 1020				
N	Denominação	Q	Especificação e Material				



13	Pivô	1	Ferro fundido cinzento
N	Denominação	Q	Especificação e Material
Desenhista: Andre Rodrigues da Silva		Data 24/06/2018	
		Escala 1:2	
UFPB		Trabalho de conclusão do curso	
		Máquina de ensaio de fadiga	Apêndice 1 / 1

